

Bachelorarbeit

für

Herrn Tobias F r i t z s c h e

Aufbau eines Joysticks mit beeinflussbarer Kennlinie zur Untersuchung Intrinsisch sicherer Interaktionsmöglichkeiten Development of a joystick with manipulable characteristics for the evaluation of intrinsic secure interaction schemes

Im Rahmen eines Forschungsprojekts entwickelt und untersucht das Institut für Elektromechanische Konstruktionen (EMK) zusammen mit dem Institut für Arbeitswissenschaften (IAD) neuartige haptische Bedienelemente. Diese zeichnen sich durch ein fortschrittliches Konzept der Darstellung haptischer Informationen aus, das die Sicherheit der Bedienelemente auf Kosten der Möglichkeiten der Darstellung bestimmter Klassen haptischer Informationen erhöht. Die Evaluation dieses Konzepts wird im Rahmen von Probandenstudien vom IAD durchgeführt.

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Teil eines solchen Systems entworfen und aufgebaut werden. Ein Joystick der Firma elobau (vorzugsweise Typ J4) soll dazu um eine einstellbare Nachgiebigkeit und eine Bremse so erweitert werden, dass beliebige Winkel-Drehmoment-Kennlinien dargestellt werden können. Hierzu sind Anforderungen zu bestimmen, geeignete Prinzipien zur Realisierung der einstellbaren Nachgiebigkeit und der Bremsfunktion zu recherchieren, in Bezug auf die nötige Darstellungsqualität des Systems auszuwählen und zu realisieren.

Eine Ansteuerung des Systems auf Basis eines Mikrocontrollers ist vorzusehen, dieser ist so auszulegen, dass auch weitere Aufgaben im Rahmen des Probandentests und eine potentielle zweiachsige Ansteuerung des Systems damit realisiert werden können. Eine Schnittstelle zu einem PC ist vorzusehen, die den Austausch von ganzen Kennlinien, wünschenswerterweise aber auch den Austausch einzelner Kennlinienteile im Betrieb ermöglicht.

Wenn möglich soll das System im Rahmen der Arbeit auf die Genauigkeit der Wiedergabe einer vorgegebenen Kennlinie und die zeitlichen Eigenschaften von Darstellung und Datenübertragung charakterisiert werden.

Darmstadt, den 12.11.2013

Beginn der Arbeit: 12.11.2013

Betreuer: Dr.-Ing. Hatzfeld

Ende der Arbeit: 12.04.2013

Seminar:



Aufbau eines Joysticks mit beeinflussbarer Kennlinie zur Untersuchung intrinsisch sicherer Interaktionsmöglichkeiten

von Tobias Fritzsche

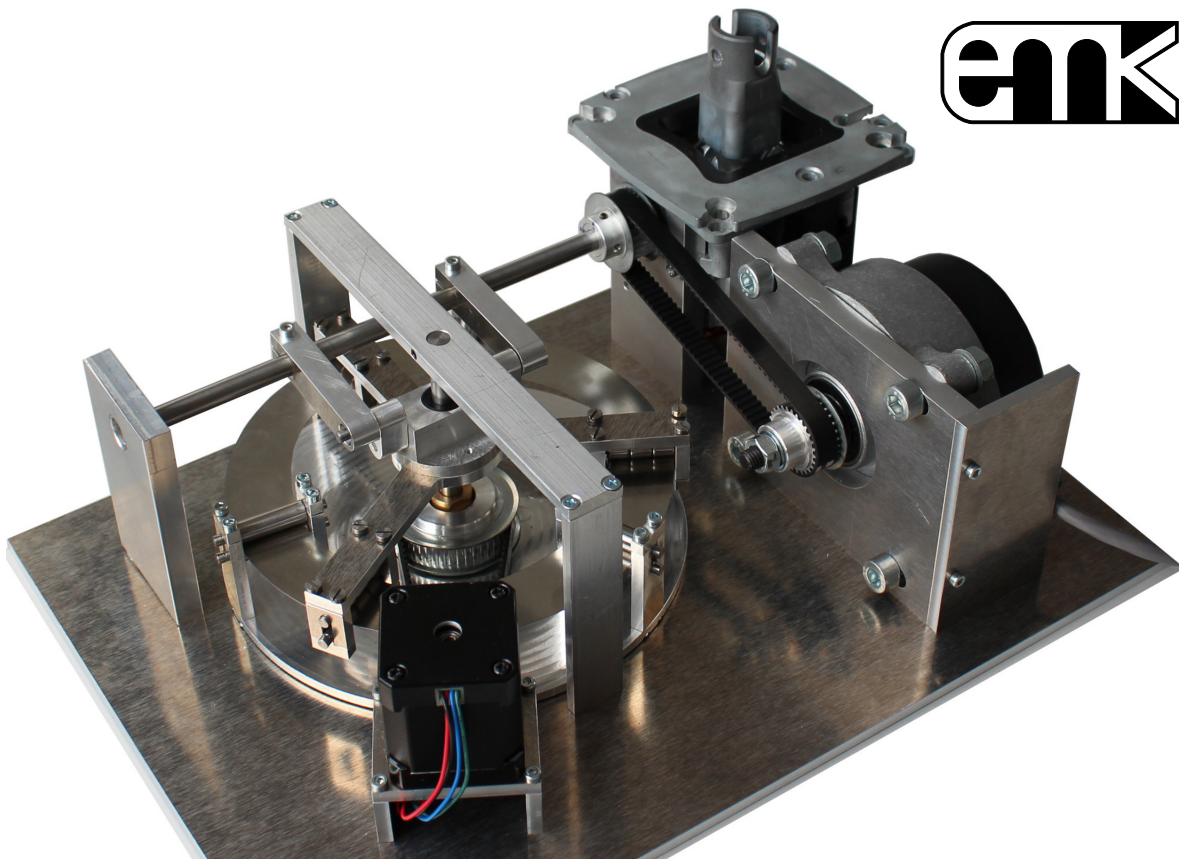
Bachelorarbeit, eingereicht im April 2014

Betreuer: Christian Hatzfeld

Institut für Elektromechanische Konstruktionen



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Erklärung zur Bachelorarbeit

Hiermit versichere ich, die vorliegende Bachelorarbeit ohne Hilfe Dritter und nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Ich bestätige, dass die abgegebene schriftliche und elektronische Fassung übereinstimmen.

Darmstadt, den 14. April 2014

(Tobias Fritzsche)

Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Joysticks für neuartige Bedienkonzepte bei der Steuerung von Nutzfahrzeugen. Dazu soll ein handelsüblicher Joystick mit haptischem Feedback versehen werden. Die Verwendung der Funktionselemente variable Nachgiebigkeit und Bremse ist mit dem Ziel vorgegeben intrinsische Sicherheit herbeizuführen.

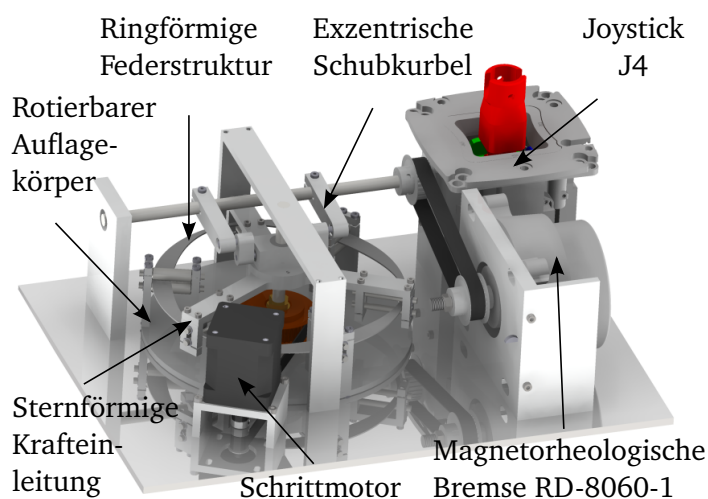
Über eine theoretische Betrachtung werden Einschränkungen an den darstellbaren Reaktionsmomenten betrachtet. Es werden Lösungen für die Funktionselemente variable Nachgiebigkeit und Bremse sowie die elektrische Ansteuerung ermittelt, ausgearbeitet und aufgebaut.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der Auswahl und Auslegung einer Federgeometrie, welche eine hohe Bandbreite an Federsteifigkeiten bei geringem Stellweg aufweist. Es werden unter anderem Schenkel-, Spiral-, Roll-, Schrauben- sowie Blattfedern betrachtet. Ausgehend von einer initialen Federgeometrie wird die darstellbare Bandbreite an Federsteifigkeiten in mehreren Iterationen durch numerische Finite Elemente Methoden verbessert.

Das ausgelegte Funktionselement Nachgiebigkeit basiert auf einem ringförmigen Biegebalcken, dessen Reaktionskraft mittels einer exzentrischen Schubkurbel auf die Joystickachse übertragen wird. Die Variation der Reaktionskraft erfolgt während des Betriebs durch die Veränderung des Abstands zwischen der Krafteinleitung und den Auflagern. Durch Rotation der Auflager mittels eines Schrittmotors kann ein auslenkungsabhängiges Reaktionsmoment zwischen $0,059\text{ Nm}$ und 1 Nm auf die Joystickachse aufgebracht werden.

Das Funktionselement Bremse ist als eine magnetorheologische Bremse vom Typ RD-8060-1 der Firma LORD realisiert. Über einen Steuerstrom von 0 bis 1 A bei 12 V kann ein Bremsmoment von $0,5\text{ Nm}$ bis $4,5\text{ Nm}$ erzeugt werden. Kurzzeitig ist ein Bremsmoment von bis zu $5,5\text{ Nm}$ darstellbar. Die Reaktionszeit der Bremse liegt bei unter 5 ms . Die Auslenkung des Joysticks von $\pm 20^\circ$ wird über einen bereits am Joystick montierten Hall-Effekt-Sensor vom Typ Hall 815 mit einer Auflösung von 12 bit gemessen.

Der mechanische Aufbau wurde in CAD entworfen, optimiert und aufgebaut. Die charakteristischen Daten sind in der unten stehenden Tabelle aufgeführt.



Bezeichnung	Wert
Maximales Bremsmoment	$5,5\text{ Nm}$
Reaktionszeit der Bremse	$< 5\text{ ms}$
Reaktionsmoment der Nachgiebigkeit	1 Nm
Reaktionszeit der Nachgiebigkeit	$< 10\text{ ms}$
Leistungsaufnahme	$< 30\text{ W}$
Abmessung	$250 \times 350 \times 100\text{ mm}^3$

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Das Projekt ErFassBAR?	1
1.2. Vorarbeiten im Rahmen des Projekts	2
1.3. Ziel der Arbeit	2
1.4. Stand der Technik	3
2. Konzipieren	8
2.1. Anforderungsliste	8
2.2. Identifikation der Teilprobleme	11
2.3. Betrachtung möglicher Anwendungsszenarien	11
2.4. Einschränkungen durch vorgegebene Funktionselemente	13
2.4.1. Bremse und Dämpfer	13
2.4.2. Nachgiebigkeit	15
2.4.3. Zeit- und geschwindkeitsabhängiges Verhalten	15
2.4.4. Zusammenfassung der Einschränkungen	17
2.5. Teilprobleme	17
2.6. Lösungsfindung	18
2.6.1. Lösungen der verstellbaren Nachgiebigkeit	19
2.6.2. Bewertung der verstellbaren Nachgiebigkeit	24
2.6.3. Lösungen der Bremse	28
2.6.4. Bewertung der Bremse	28
2.7. Gesamtkonzept	29
3. Entwerfen und Gestalten	31
3.1. Entwurf der Feder	31
3.1.1. Analytische Betrachtung der Nachgiebigkeit	31
3.1.2. Ermittlung der Federabmessungen durch Simulation	33
3.2. Konstruktion der Federbaugruppe	39
3.3. Konstruktion des Gesamtsystems	40
3.4. Charakterisierung der Federbaugruppe	40
4. Fazit und Ausblick	42
Literaturverzeichnis	44
Anhang	46
A. Anforderungsliste	47
B. Ergänzungen zum Stand der Technik	49
C. Ergänzung zur Konzeption	56
C.1. Bewertung und Teillösungen	56
C.1.1. Federspannung erzeugen	56

C.1.2. Federspannung verändern	60
C.1.3. Funktionselement Bremse	66
C.1.4. Positionsbestimmung	74
C.1.5. Leistungselektronik und Energieversorgung	74
C.1.6. Datenverarbeitung	75
D. Ergänzungen zu Entwurf und Ausgestaltung	77
D.1. Ergänzungen zum Entwurf der Ringfeder	77
D.1.1. Biegekennlinie eines zweifach aufliegenden Biegebalken	77
D.1.2. Darstellbarer Reaktionsmoment der ausgewählten Ringfeder	78
D.1.3. Beispielhafte Simulationsanordnung zum Federentwurf	80
D.1.4. Auslegung der Krafteinleitung	82
D.2. Entwurf des Koppelgetriebe zur Krafteinleitung in die Ringfeder	83
D.2.1. Herleitung der Bewegungsgleichung der Hebelgetriebe	84
D.3. Entwurf der Rotation des Auflagekörpers der Ringfeder	86
D.3.1. Ermittlung der Anforderungen an die Rotation des Auflagekörpers	87
D.3.2. Entwurf des Getriebes für die Rotation des Auflagekörpers	88
D.3.3. Motorauswahl für die Drehung des Federkörpers	90
D.3.4. Lagerung des Auflagekörpers	91
D.4. Entwurf und Ausarbeitung der Elektronik	93
D.5. Berechnung der minimal auflösbaren Schrittweite	95
E. Datenblätter	96
E.1. Motorsteuerung	96
E.2. Magnetorheologische Bremse RD-8060-1	97
F. Technische Zeichnungen	99

1 Einleitung

Im Rahmen der fortschreitenden Umstellung von mechanischen auf elektronische Bedienung von Systemen werden vermehrt elektrische Eingabegeräte verwendet. Diese werden zunehmend mit haptischem Feedback ausgestattet, um die durch das Wegfallen der mechanischen Verbindung fehlende Rückmeldung auszugleichen. Die Verwendung von elektrischen Motoren hat sich bei der Anwendung in haptischen Systemen als gute Lösung etabliert, stellt jedoch gleichermaßen ein Sicherheitsrisiko dar [1]. Da ein haptisches Feedback mit einer Krafteinwirkung über das Bedienelement auf den Benutzer einhergeht, kann nicht ausgeschlossen werden, dass aus dieser Krafteinwirkung eine Auslenkung des Bedienelements resultiert. Diese kann wiederum als Nutzerintention interpretiert werden, führt zu einer Eingabe in das System und zu einer nicht gewollten, potentiell gefährlichen Systemaktion. Eine entsprechende Regelung und Redundanzeinrichtungen können diese nicht gewollte Systemaktion verhindern, sind aber aufwändig zu implementieren und mit hohen Kosten verbunden.

1.1 Das Projekt ErFAssBAR?

Ziel des Forschungsprojekts „ErFAssBAR?“ (Ergonomische Funktionsanalyse sicherer haptischer Bedienelemente für kritische Anwendungsbereiche) am Institut EMK in Zusammenarbeit mit dem Institut für Arbeitswissenschaften ist es, neuartige Konzepte für haptische Schnittstellen zu untersuchen. Bei diesen neuartigen proaktiv genannten Schnittstellen hat die haptische Rückmeldung der Nutzerschnittstelle keinen direkten Bezug zu einer ausgeführten Manipulation [2]. Stattdessen können Systemzustände haptische Rückmeldung ausführen. Die manipulationsunabhängige Rückmeldung kann somit zu einer nicht gewollten Systemaktion führen und ist daher so auszuführen, dass das haptische Feedback prinzipiell, oder konstruktionsbedingt nur in der Lage ist, intrinsisch sichere Bewegungen auszuführen.

Intrinsisch sicher bedeutet in diesem Zusammenhang, dass ein Bedienelement bei Fehlfunktion oder Ausfall des Feedbacks nur in eine vorher als sicher definierte Position zurückfällt. Die Steuerungsfunktion des Bedienelements soll auch im Falle eines Funktionsfehlers des Bedienelements genutzt werden können, wobei ein höherer Kraftaufwand oder reduzierte Qualität der haptischen Darstellung in Kauf genommen wird.

Ein Anwendungsfall ist die Erweiterung eines Joysticks für Nutzfahrzeuge um ein System, welches haptisches Feedback ermöglicht. Dieses kann durch einen aktiven Antrieb realisiert werden, der an jeden Freiheitsgrad des Bedienelements angekoppelt wird. Um einen ungewollten Ausschlag des Joysticks bei Fehlfunktion des aktiven Antriebs zu verhindern, können verschiedene Konzepte realisiert werden. Neben einer redundanten Regelung oder mechanischen Endanschlägen [3] kann die mechanische Kraftübertragung auf die mit haptischem Feedback zu versiehende Achse auch so ausgelegt sein, dass nur Bewegungen entgegen der Krafteingabe des Benutzers erfolgen können. Im Falle eines Funktionsfehlers des Bedienelements kann der Joystick von der als haptischen Feedback eingespeisten Kraft nur in seine Grundstellung bewegt werden.

1.2 Vorarbeiten im Rahmen des Projekts

In einer Vorarbeit durch ein PEM-Projektseminar wurde ein Joystick durch ein in Abbildung 1.1 dargestelltes System erweitert, welches haptisches Feedback bietet und den Fehlerfall konstruktionsbedingt ausschließt [4]. Ein DC-Motor bringt über ein Getriebe ein Drehmoment auf den Joystick auf, welches im Fehlerfall zu einer Nullstellung des Joysticks führt. Der verwendete Motor wird jedoch überwiegend im festgebremsten Zustand betrieben, nimmt einen hohen Strom von bis zu $I = 7,74 \text{ A}$ auf und ermöglicht so keinen Dauerbetrieb. Aus diesem Grund soll ein anderer Ansatz für ein intrinsisch sicheres System mit haptischem Feedback verwendet werden.

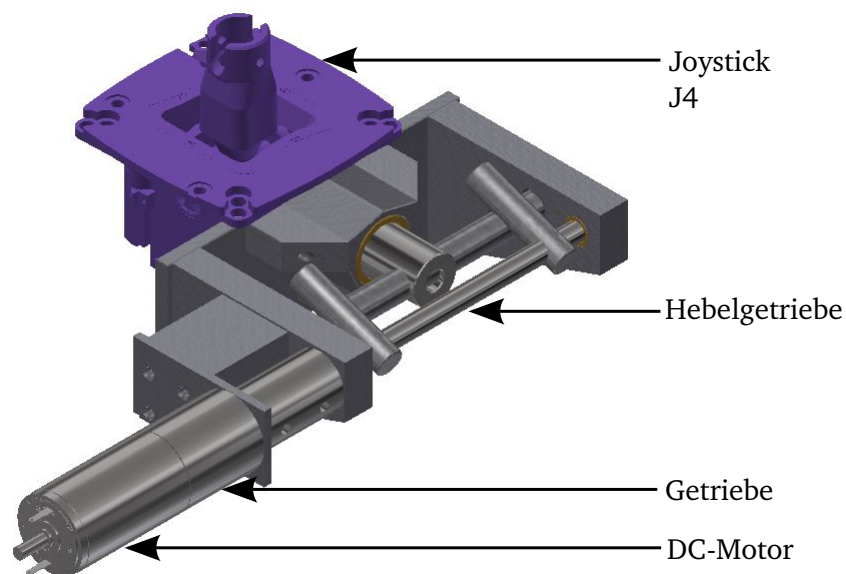


Abbildung 1.1.: Ergebnis der Vorarbeit durch ein PEM [4] mit dem in dieser Arbeit zu verwendenden Joystick J4 der Firma elobau

1.3 Ziel der Arbeit

Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist es, den in Abbildung 1.1 gezeigten, kommerziell erhältlichen Joystick durch ein System zu erweitern, welches haptisches Feedback ermöglicht. Dabei sollen ausschließlich Lösungen verwendet werden, die durch eine verstellbare Nachgiebigkeit sowie eine Bremsfunktion realisiert werden können. Durch die Erweiterung soll es möglich sein, beliebige Winkel-Drehmoment-Kennlinien und Rastpositionen auf dem Joystick darzustellen. Die Kennwerte sollen über eine Schnittstelle ausgetauscht werden können. Zusätzlich soll das System einen Stand-Alone-Betrieb mit eingespeicherter Kennlinie ermöglichen, um für Probandentests verwendet zu werden. Zur Entwicklung des Labormusters sind Anforderungen an das System zu bestimmen. Im Anschluss sollen geeignete Prinzipien zur Realisierung der einstellbaren Nachgiebigkeit als Feder und Bremsfunktion recherchiert, in Bezug auf die nötige Darstellungsqualität des Systems ausgewählt und realisiert werden.

1.4 Stand der Technik

Die existierenden Lösungen zur Erzeugung des haptischen Feedback lassen sich in die drei Funktionsarten hybrides System, passives System sowie Systeme mit Rast- und Nullstellfunktion unterteilen.

Hybride Systeme stellen die Koppelung eines aktiven Antriebssystems mit einem passiven dar. Dies kann beispielsweise durch einen elektrischen Motor als aktive, mit einer Bremse als passive Komponente realisiert werden.

Ein **passives System** zeichnet sich dadurch aus, dass Energie aus dem System entnommen oder im System gespeichert wird, um einer externen, durch den Benutzer aufgebrauchten Kraft entgegenzuwirken. Funktionselemente, die einer aufgebrauchten Kraft Energie entziehen, sind Bremsen oder Dämpfer. Durch Nachgiebigkeiten kann Energie im System gespeichert und wieder eingespeist werden.

Die **Nullstellfunktion** übt eine Kraft auf den Joystick aus, die zu einer Bewegung in eine energetisch günstige Nullstellung führt, falls keine Kraft des Benutzers anliegt.

Mit der **Rastfunktion** soll es möglich sein, den Joystick in einer beliebigen Position festzustellen.

Im Folgenden ist zu jeder Funktionsart eines Systems mit haptischem Feedback eine Entwicklung aus dem Stand der Technik aufgezeigt. In Anhang B sind weitere Entwicklungen dargestellt. Eine Übersicht über die betrachteten Systeme des Stand der Technik ist in Tabelle 1.4 zu finden.

Haptischer Joystick mit pneumatischem Aktor und magnetorheologischer Bremse

Bei dem **hybriden** System in Abbildung 1.2 handelt es sich um einen Joystick, welcher über eine Kombination aus einem pneumatischen Aktor und einer sphärischen, magnetorheologischen (MR) Bremse mit haptischem Feedback versehen wurde. Der Joystick mit zwei Freiheitsgraden (DOF) wurde als Forschungsprojekt an der Washington State University entwickelt.

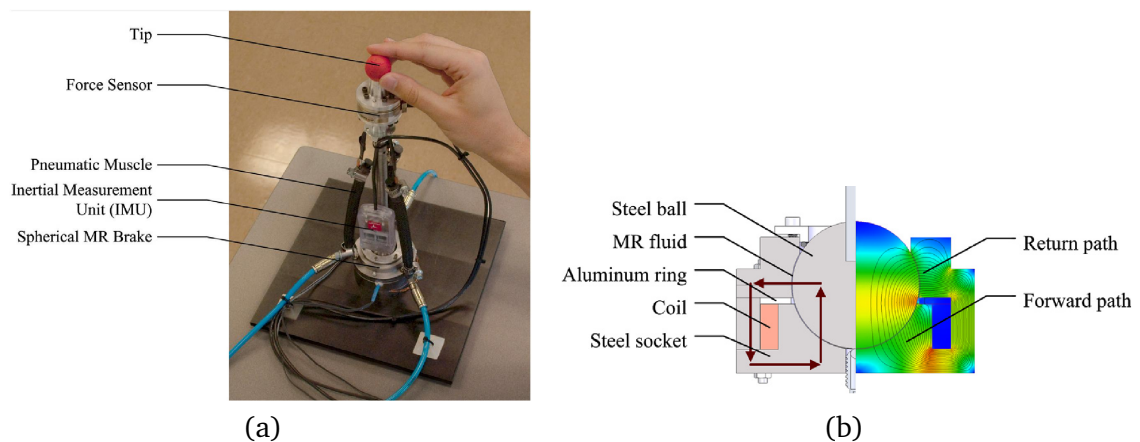


Abbildung 1.2.: Aufbau des haptischen Joysticks und der verwendeten MR-Bremse [5]

Der aktive Aktor des Systems besteht aus drei symmetrisch um den Joystick abgebrachten pneumatischen Muskeln. Diese wandeln pneumatische in mechanische Energie, indem eine

Druckerhöhung in einem elastischen Schlauch eine Verkürzung einer äußeren Hülle zur Folge hat. Der Fuß des Joysticks ist als Kugel in einer mit magnetorheologischer Flüssigkeit gefüllten Aufnahme eingefasst. Die magnetorheologische Flüssigkeit ist eine nicht-newtonsche Flüssigkeit, deren Viskosität sich abhängig von der magnetischen Feldstärke ändert. Durch Variation der magnetischen Feldstärke in der MR-Bremse, kann die Reibung in der Bremse variiert werden und so eine zusätzliche, reaktive Kraft auf den Joystick aufkoppeln. Das System kann ein haptisches Feedback mit bis zu $8,1 \text{ Nm}$ Drehmoment erzeugen, davon bringt die MR-Bremse bis zu $3,7 \text{ Nm}$ auf. Das Antwortverhalten der MR-Bremse auf einen Signaländerung weist eine Reaktionszeit auf. Diese beträgt bei der MR-Bremse bis zu 170 ms . Eine Übersicht der Kenndaten ist in Tabelle 1.1 aufgelistet.

Tabelle 1.1.: Spezifikation des haptischen Joysticks aus [5]

Spezifikation	Nur MR-Bremse		Hybrid System	
	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Bremsentyp	Magnetorheologisch			
max. Drehmoment	3,7	Nm	8,1	Nm
Reaktionszeit	170	ms	Nicht spezifiziert	

Hybrides haptisches Interface

Bei dem System aus Abbildung 1.3 handelt es sich um ein Forschungsprojekt der südkoreanischen Universität Seoul. Dieses stellt ein haptisches Interface mit zwei Freiheitsgraden dar, welche über zwei seriell elastisch verbundene Motor-Brems-Kombinationen angetrieben werden.

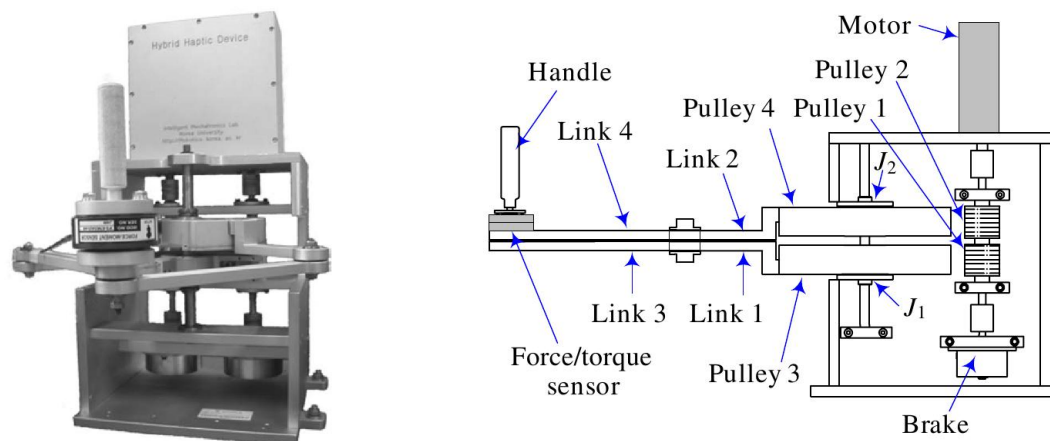


Abbildung 1.3.: Aufbau und schematische Zeichnung des hybriden haptischen Interface [6]

Ein Bedienelement ist über ein Fünfgelenkgetriebe in der horizontalen Ebene positionierbar. Um ein haptisches Feedback zu erzeugen, sind für jede Achse jeweils ein Motor und eine Bremse seriell elastisch miteinander verbunden. Das erzeugte Drehmoment wird über zwei Riemen auf die Arme des Fünfgelenkgetriebe übertragen und resultiert in einer maximalen

Reaktionskraft von 109 *N*. Zur Verwendung kommt ein 12 *W* Maxxon BLDC Motor, der ein Drehmoment von 4,44 *Nm* erzeugt. Als Bremse wird eine Ogura Partikel Bremse vom Typ OPB-40N eingesetzt, die bis zu 4 *Nm* Drehmoment aufbringen kann. Im Falle des Leerlaufs wird ein Drehmoment von mindestens 0,08 *Nm* benötigt, um die Achse der Partikelbremse zu bewegen. Die Reaktionszeit der Bremse liegt mit 50 *ms* deutlich höher als die des Motors (7 *ms*). Eine Übersicht der Kenndaten ist in Tabelle 1.2 aufgelistet.

Tabelle 1.2.: Spezifikation des hybriden haptischen Interface aus [6]

Spezifikation	Nur Bremse		Hybrid System	
	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Bremsentyp	Partikelbremse			
max. Drehmoment	4	Nm	4	Nm
Drehmoment Leerlauf	0,08	Nm	Nicht spezifiziert	
Reaktionszeit	50	ms	7	ms

Joystick auf magnetorheologischer Basis mit Torsionsfeder (MRFFJ)

Die Arbeiten von Farzad Ahmadvanlou an der Ohio State University zeigen eine Reihe von **passiven** Eingabegeräten, die über magnetorheologische Dämpfer haptisches Feedback erzeugen können. [7] Unter den entwickelten Systemen ist auch der in Abbildung 1.4 gezeigte Joystick. Dieser kann durch die Verwendung von drei Dämpfern haptisches Feedback auf zwei Freiheitsgraden aufbringen. Der MR force feedback joystick (MRFFJ) ist mit zwei kleineren Dämpfern für die Bewegung in Y-Achse und einem großen Dämpfer für die Bewegung in X-Achse ausgestattet. In den Dämpfern befinden sich neben der magnetorheologischen Flüssigkeit und den dazu passenden Spulen, Torsionsfedern, die das Zurückführen in eine Nullposition ermöglichen, wenn keine Benutzereingabe erfolgt. Eine Besonderheit der Entwicklung ist, dass die Rotationsachse des Dämpfers nicht in magnetorheologischer Flüssigkeit schwimmt, sondern ein dünner Schwamm (1,7 *mm*) auf die Achse aufgebracht und in der MR Flüssigkeit getränkt ist. Es bildet sich ein ausreichender Flüssigkeitsfilm zwischen Achse und Gehäuse(0,1 *mm*), der eine Dämpfung ermöglicht. Durch Verwendung des Schwamms besteht keine Notwendigkeit, den Körper des Dämpfers vollständig abzudichten. Die Dämpfer erreichen, abhängig von ihrer Größe 2,5 *Nm* bzw. 5 *Nm*. Eine Übersicht der Kenndaten ist in Tabelle 1.3 aufgelistet.

Tabelle 1.3.: Kenndaten des MRFFJ

Spezifikation	Dämpfer an y-Achse		Dämpfer an x-Achse	
	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Bremsentyp	Magnetorheologisch			
max. Drehmoment	2,5	Nm	5	Nm
Windungszahl	900		1400	

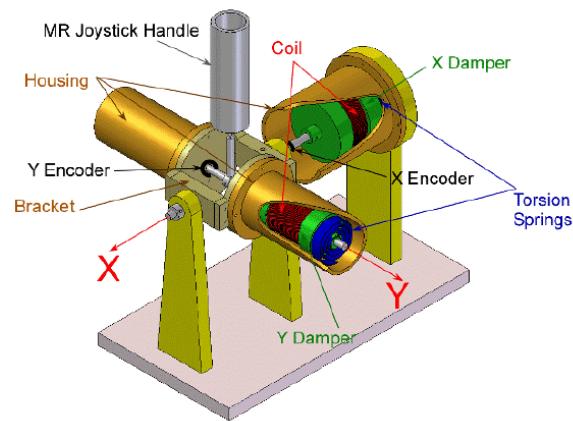


Abbildung 1.4.: Joystick auf magnetorheologischer Basis mit Torsionsfeder (MRFFJ) [7]

Arretierbarer Joystick

Das Patent [8] der Firma elobau bezieht sich auf den in der Arbeit zu verwendenden Joystick. Die dem Patent entnommene Abbildung 1.5 zeigt die schematische Funktion. Durch eine geschickte Ausführung der Joystickkulisse (5) ist es möglich eine **Rast-** sowie **Rückstellfunktion** zu implementieren.

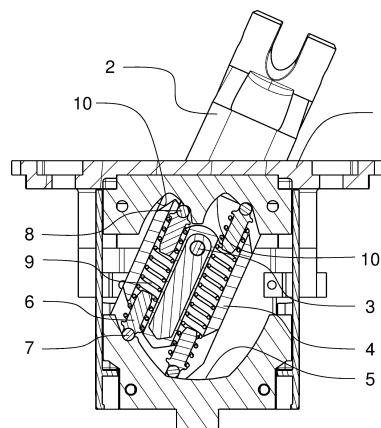


Abbildung 1.5.: Patentzeichnung des ausgelenkten arretierbaren Joystick [8]

An der Joystickachse sind zwei Bauteile (6-9) befestigt, an deren äußeren Enden Kugeln (7,8) in einer Aufnahme (6) durch eine Feder (9) vorgespannt gegen die Kulissee drücken. Durch speziell geformte Ausschnitte kann die vorgespannte Kugel-Feder Konstruktion in der Kulissee **einrasten** oder den Joystick in eine **Nullstellung** bewegen, falls keine von außen eingebrachte Kraft entgegen wirkt. Die Nullstellung sowie Rastposition sind dabei durch die Kulissee konstruktionsbedingt festgelegt und können im Betrieb nicht variiert werden.

Fazit zum Stand der Technik

Es sind bereits einige Arbeiten und Erkenntnisse im Bereich haptischen Feedbacks bei Joysticks verfügbar. Alle im Kapitel Stand der Technik vorgestellten Systeme sind zur Übersicht in Tabelle 1.4 bezüglich der für diese Arbeit benötigten Bauelemente aufgelistet.

Tabelle 1.4.: Übersicht des Stand der Technik

Abbildung und Quelle	Nachgiebigkeit/ Nullstellfunktion	System verfügt über:		
		Bremse	Rast- funktion	Erreichbares Rückstellmoment
In 1.4, Abbildung 1.2	[5]	X		8,1 Nm
In 1.4, Abbildung 1.3	[6]	X		4 Nm
In B, Abbildung B.1	[9] variabel			-
In B, Abbildung B.3	[10]	X		3,5 Nm
In 1.4, Abbildung 1.4	[7] fest	X		5 Nm
In B, Abbildung B.4	[11]	X		6,3 Nm
In B, Abbildung B.5	[12]	X		7 Nm
In 1.4, Abbildung 1.5	[8] fest		fest	
In B, Abbildung B.6	[13] fest		variabel	
In B, Abbildung B.7	[14] fest		variabel	
In B, Abbildung B.8	[15] fest		fest	
In B, Abbildung B.9	[16]		variabel	

Systeme, die haptisches Feedback erzeugen können, basieren mit Ausnahme von Abbildung 1.4 auf einem aktiven Antrieb oder sind ausschließlich auf einem passiven Dämpfer aufgebaut. Das in dieser Arbeit zu entwickelnde System soll jedoch zusätzlich auf einer verstellbaren Nachgiebigkeit basieren. Das System in Abbildung 1.4 nutzt eine Nachgiebigkeit zur Erzeugung von haptischem Feedback. Diese ist jedoch nicht im Betrieb veränderbar. Für die in der Aufgabenstellung geforderte Rastfunktion gibt es unterschiedliche Lösungen. Diese finden jedoch fast ausschließlich Verwendung in Systemen, die kein haptisches Feedback aufweisen.

Zusammenfassend gibt es kein System, welches alle Funktionen erfüllen bzw. Bauelemente vorweisen kann, die in der Aufgabenstellung gefordert sind. Die Entwicklung eines Systems, welches auf den variabel ausgeführten Bauelementen Bremse und Nachgiebigkeit basiert und über eine Rast- und Nullstellfunktion verfügt wird im Folgenden gezeigt.

2 Konzipieren

Dieses Kapitel behandelt die Konzeptionsphase der Entwicklung. Dazu werden die Anforderungen an den Aufbau definiert. Anschließend erfolgt eine Abstrahierung der Aufgabe durch die Beschreibung der Kernfunktion mit einer Blackbox. Die in dieser Arbeit zu verwendenden Funktionselemente werden gesondert untersucht und Teilprobleme definiert. Nach der Suche und Bewertung von Lösungen für Teilprobleme wird ein Gesamtkonzept erarbeitet.

2.1 Anforderungsliste

Aus der Aufgabenstellung und weiteren Überlegungen leiten sich die Anforderungen an das zu entwickelnde System ab. Tabelle 2.1 zeigt einen Auszug der vollständigen Anforderungsliste aus Anhang A. Diese werden anschließend einzeln erläutert.

Tabelle 2.1.: Anforderungen an das System, Auszug aus Tabelle A

Bezeichnung	Forderung	Wunsch
Geometrie / Montage		
Grundfläche des Aufbaus	$400 \times 250 \text{ mm}^2$	$200 \times 200 \text{ mm}^2$
Tiefe des Aufbaus	$\leq 100 \text{ mm}$	$\leq 60 \text{ mm}$
Schnittstelle an Joystick J4	Drehachse	
Kinematik / Kräfte		
Drehmoment im Nullpunkt	$\geq 2 \text{ Nm}$	
Drehmoment bei Vollausschlag	$\geq 4 \text{ Nm}$	
Drehmoment im gesamten Winkelbereich	$\geq 6 \text{ Nm}$	
Änderungsrate des Drehmoments	5%	10%
Updaterate des Aktors	10 ms	2,5 ms
Rastungen möglich	Ja	
Verwendung des Funktionselements	verstellbare Nachgiebigkeit	
Verwendung des Funktionselements	verstellbare Bremse	
Sicherheit / Gebrauch / Instandhaltung		
Feedback ermöglicht selbstständige Bewegung des Joysticks aus der Nullposition	Nein	
Energie / Signale		
Winkelgenauigkeit	$0,05^\circ$	$0,01^\circ$
Updaterate des Drehmoments	100 Hz	400 Hz
Statische Kennlinie hinterlegbar	Ja	
Minimale beeinflusste Achsen des Demonstrators	1	
Mehrdimensionale Kennlinie hinterlegbar	Ja	
PC Schnittstelle zur Datenübertragung vorhanden	Ja	
Energieversorgung	12 V DC, $\leq 40 \text{ W}$	

Die Abmessungen des Systems leiten sich aus dem Versuchsaufbau ab, in dem der Joystick verwendet werden soll. Um haptisches Feedback auf beide Achsen des Joysticks aufbringen zu können, sind die Abmessungen der Grundfläche so gewählt, dass jeweils ein System für jede Achse des Joysticks versetzt angebracht werden kann. Forderung und Wunsch der Anforderungen sind in Abbildung 2.1 abgebildet. Bei den Abmessungen der Grundfläche, welche als Forderung angegeben sind, kann es zu einer Überschneidung der Systeme kommen. Um den benötigten Arbeitsraum unterhalb des Joysticks nicht zu vergrößern, besteht der Wunsch, die Tiefe des Aufbaus an die Tiefe des Joysticks von 60 mm anzupassen. Es bietet sich an, die vorhandenen Montagemöglichkeiten zu nutzen und die Schnittstelle an die Drehachse des Joysticks zu legen, um das System möglichst einfach an den kommerziell erhältlichen J4 adaptieren zu können.

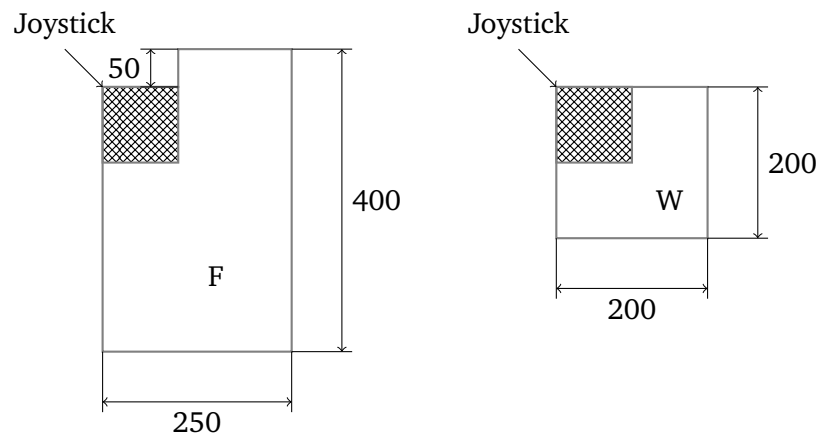


Abbildung 2.1.: Forderung und Wunsch der Abmessung des Bauraums

Für den typischen Einsatzbereich des Joysticks in Baumaschinen ist es notwendig, dass Vibrationen nicht zu einem Auslenken des Bedienelements führen. Die Standardausführung des Joysticks ergibt durch den am Griff angebrachten Faltenbalg ein Drehmoment als Widerstand bei der Auslenkung von etwa 1 Nm . Für die Darstellung von verschiedenen Kennlinien ist die Forderung, ein Drehmoment von mindestens 2 Nm im Nullpunkt und 4 Nm bei Volllausschlag erzeugen zu können. Wünschenswert wäre ein Drehmoment von mehr als 6 Nm im gesamten Winkelbereich, um eine größere Freiheit bei der Realisierung der Kennlinien zu erreichen.

Da die Hand des Benutzers das System mit Frequenzen $f \leq 10\text{ Hz}$ betreiben kann [17], wird anstelle einer Frequenzanforderung eine Änderungsrate des Drehmoments sowie Updaterate des Aktors gefordert. Die Updaterate beschreibt die Zeit zwischen Änderung des, durch die Elektronik vorgegebenen, gewünschten neuen Drehmomentwerts und der Änderung durch die Aktorik, während die Änderungsrate ein Maß für die maximale Steigung des Drehmoments pro Änderungszeitraum darstellt. Zusätzlich soll eine Rastung möglich und beliebig im Arbeitsraum positionierbar sein. Um ein intrinsisch sicheres System zu erhalten sollen die Funktionselemente Bremse und Nachgiebigkeit verwendet werden.

Sicherheit / Gebrauch / Instandhaltung

Der Ansatz der intrinsisch sicheren Systeme besagt, dass ein System mit haptischem Feedback keine selbstständige Bewegung aus der Nullposition ausführen kann. Zudem ist im Falle eines Funktionsfehlers des Bedienelements eine Bewegung nur in Richtung der als sicher definierten Nullposition möglich.

Energie / Signale

Die Anforderungen zur Winkelgenauigkeit von $0,05^\circ$ bzw. $0,01^\circ$ sind im Anhang im Kapitel D.5 untersucht und liefern an der Hand des Benutzers eine Schrittgröße von $154\ \mu m$ bzw. $31\ \mu m$. In [18] wird von einem Positionsaufklärungsvermögen des Handgelenks von 2° gesprochen. Somit reicht die Winkelgenauigkeit des Sensors zur Auswertung aus.

Die Updaterate des Drehmoments von $100\ Hz$ bzw. $400\ Hz$ beschreibt die Verzögerung, die durch die Steuerung und Ansteuerung der Aktorik verursacht wird. Im Rahmen dieser Arbeit soll mindestens eine Achse des Joysticks mit haptischem Feedback versehen werden. Die Speicherung der Kennlinie erfolgt im System und soll durch eine Schnittstelle mit dem PC austauschbar sein. Als Wunsch soll für jede Achse eine unterschiedliche Kennlinie gespeichert werden. Zur Versorgung des Systems steht eine $12\ V$ Gleichspannung sowie maximal $40\ W$ Leistung zur Verfügung.

2.2 Identifikation der Teilprobleme

Im Folgenden wird die Funktion des System in Form einer Blackbox dargestellt. Die Hauptfunktion ist das Bereitstellen eines positionsabhängigen Drehmoments und einer Rastung. Der mechanische Grundaufbau des Joysticks stellt den Anschluss an die Systemgrenze dar. Auf der linken Seite der in Abbildung 2.2 gezeigten Blackbox sind die Eingangsgrößen Stoff Joystick, mit der von dem Benutzer eingebrachten mechanischen Energie, die elektrische Energie und die darzustellende Winkel-Drehmoment-Kennlinie als eine Nachricht dargestellt. Die Ausgangsgrößen sind Stoff Joystick mit aufgebracht Drehmoment und eine Nachricht über die Winkelauslenkung.

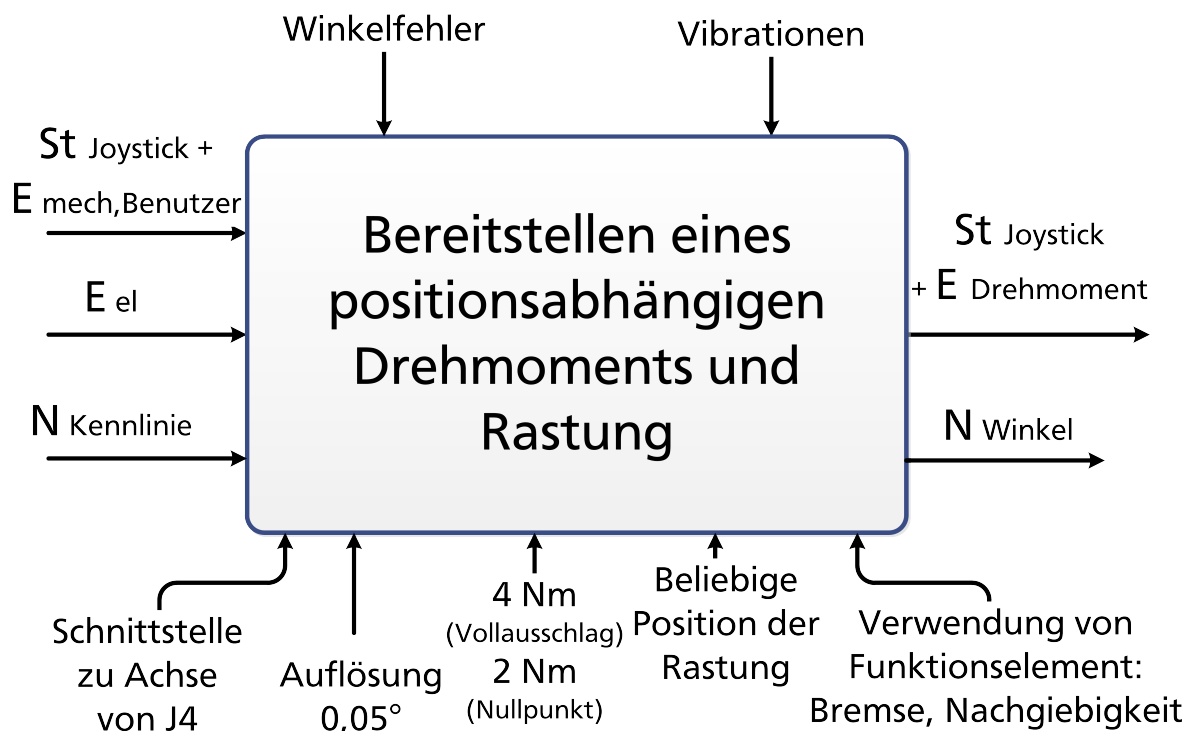


Abbildung 2.2.: Blackbox

An der Unterseite der Blackbox sind Restriktionen an das System aufgelistet, welche sich aus den Anforderungen ableiten. Auf die Restriktionen, welche durch die Funktionselemente Bremse und Nachgiebigkeit entstehen, wird in Kapitel 2.4 eingegangen. Als Störgrößen können die auf der Oberseite der Blackbox eingezeichneten Faktoren auftreten. Neben bei der Auswertung auftretenden Winkelfehlern können Vibrationen auf den Joystick übertragen werden. Da diese im normalen Einsatzumfeld für einen Joystick beispielsweise in einem Bagger nicht unerheblich sind, ergibt sich daraus die Anforderung an das Drehmoment im Nullpunkt.

2.3 Betrachtung möglicher Anwendungsszenarien

In der Aufgabenstellung ist kein Anwendungsszenario für den Joystick vorgegeben. Die Anforderung lautet, dass das System in der Lage sein soll, beliebige Winkel-zu-Drehmoment-

Kennlinien darstellen zu können. Um weitere Anforderungen aus möglichen Anwendungsszenarien ableiten zu können, werden daher vier mögliche Kennlinien beispielhaft aufgestellt. Diese sind in Abbildung 2.3 dargestellt.

Es wird angenommen, dass der Joystick in einer Baumaschine zum Lösen und Bewegen von Boden und Fels verwendet wird. Durch den Motor und die Unebenheit des zu überfahrenden Geländes werden Schwingungen auf die Führerkabine und somit auch auf den Joystick übertragen. Um zu verhindern, dass diese Vibrationen zu einer ungewünschten Eingabe führen, ist bei allen Winkel-zu-Drehmoment-Kurven ein Moment als Mindestwert für eine Auslenkung vorgesehen.

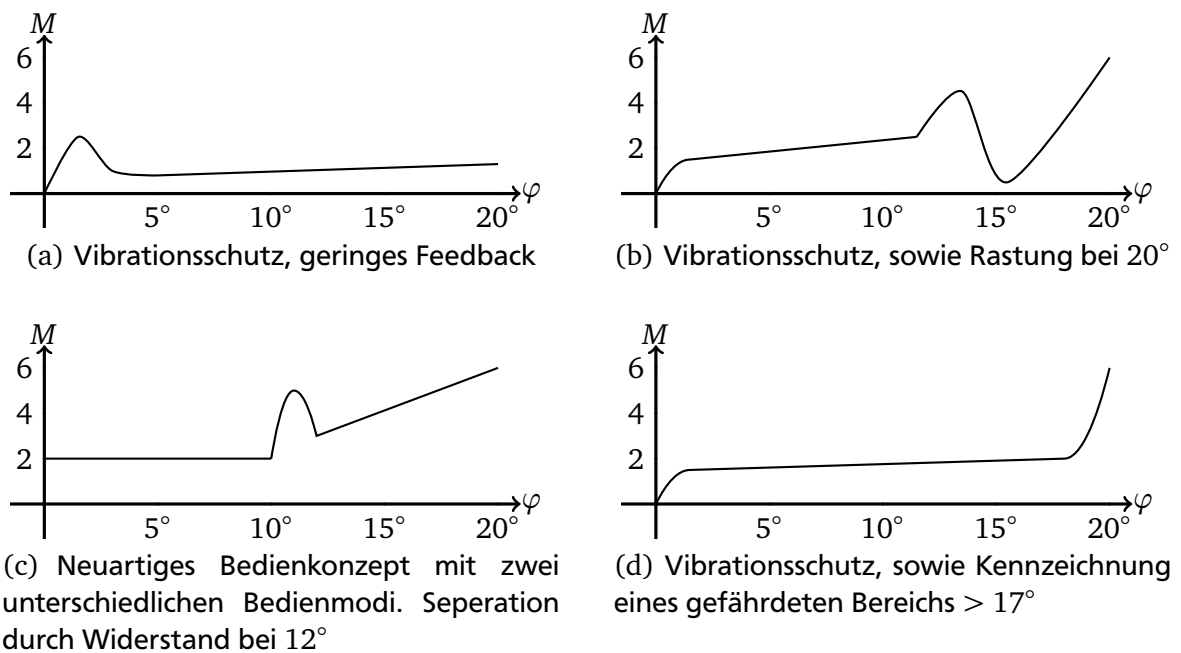


Abbildung 2.3.: Mögliches haptisches Feedback für unterschiedliche Benutzungsszenarien eines Industriejoysticks

Situation a) in Abbildung 2.3(a) zeigt den Verlauf für ein System mit geringem haptischen Feedback. Abgesehen von dem o.g. mechanischen Widerstand im Ursprung soll nur ein geringes Moment auf den Benutzer einwirken. Der Joystick würde sich in diesem Betriebsmodus ähnlich der käuflichen Standardversion verhalten.

Situation b) in Abbildung 2.3(b): Einzelne Bewegungsabläufe bei der Bedienung einer Baumaschine haben einen repetitiven Charakter. Bei dem Ausheben eines Loches, wird die gefüllte Schaufel in einer gleichbleibenden Trajektorie aus dem Loch zu einer Position oberhalb der Ladefläche eines Lastwagens bewegt und dort ausgeschüttet. Dieser Bewegungsablauf kann von dem Benutzer eingespeichert und auf Abruf vollautomatisch ausgeführt werden. Eine Möglichkeit diesen Aufruf zu realisieren ist in Abbildung 2.3(b) dargestellt. Im Winkelbereich 0° – 10° kann die Baumaschine wie gewohnt bedient werden. Durch Überschreiten des Momentanstiegs bei 12° bis zum Minimum bei 15° wird die Ausführung des eingespeicherten Bewegungsablaufs ausgelöst. Der Joystick verbleibt durch das geringe Reaktionsmoment der Rastung bei 15° in seiner Position bis der Bewegungsablauf abgeschlossen ist.

Situation c) in Abbildung 2.3(c) zeigt ein weiteres Bedienkonzept. Der Auslenkungsbereich des Joysticks wird dabei in zwei Zonen unterteilt. In der ersten Zone im Winkelbereich $0^\circ - 10^\circ$ kann eine Winkel-zu-Position-Steuerung implementiert werden, während die zweite Zone im Winkelbereich $13^\circ - 20^\circ$ eine Winkel-zu-Geschwindigkeit-Steuerung realisiert. Somit kann durch leichtes Auslenken des Joysticks eine genaue Positionierung einer Schaufel erfolgen, während eine größere Auslenkung die gewöhnliche Bedienung der Baumaschine ermöglicht. Durch einen Widerstand im Winkelbereich $10^\circ - 23^\circ$ erfolgt eine Rückmeldung über den Wechsel der Betriebsmodi. Zusätzlich transportiert die linear ansteigende Kurve in der zweiten Zone die Rückmeldung über die (Dreh-)Geschwindigkeit der Baumaschine, indem mehr Kraft zur Auslenkung bei größerer Geschwindigkeit erforderlich ist.

Situation d) in Abbildung 2.3(d): Bei Verwendung einer Winkel-zu-Position-Steuerung kann die Überschreitung eines gefährdeter Bereich durch starkes Ansteigen des Reaktionsmoment mitgeteilt werden. Diese Situation ist in Abbildung 2.3(d) dargestellt. Oberhalb von 17° wird die weitere Auslenkung des Joysticks behindert.

Fazit der möglichen Anwendungsszenarien

Aus dem Diagramm in Abbildung 2.3(b) wird eine weitere Anforderung ersichtlich. Um die Rastung zu realisieren, muss die Nachgiebigkeit auch bei größeren Winkelauslenkungen geringe Werte annehmen können. Da die Rastung im gesamten Winkelbereich frei positionierbar sein und das Rastmoment möglichst gering sein soll, wird bei einer Auslenkung von $\varphi = 20^\circ$ ein Reaktionsmoment von $0,5 \text{ Nm}$ gefordert. Dieser Wert wird in Kapitel 2.6.1 wieder aufgegriffen, um die Federkraft auszulegen.

2.4 Einschränkungen durch vorgegebene Funktionselemente

In der Aufgabenstellung wurde eine Einschränkung der verwendbaren Funktionselemente vorgenommen. Das auf die Achse des Joysticks aufzubringende reaktive Moment ist durch eine Nachgiebigkeit sowie eine Bremse zu erzeugen. Im folgenden Abschnitt wird eine Unterscheidung zwischen Bremse und Dämpfer durchgeführt, die zu verwendenden Funktionselemente näher betrachtet und auf die vorliegende Problemstellung angewendet. Anschließend wird die aus der Wahl der Funktionselemente resultierende Einschränkung auf das System ermittelt.

Um die Funktionselemente abstrahiert betrachten zu können, wird eine Darstellung über die Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie wie in Abbildung 2.3 verwendet. Auf der Abszisse ist die Auslenkung eines Freiheitsgrades des Joysticks aufgetragen. Die Ordinate beschreibt das aufgebrachte reaktive Drehmoment. Das Verhalten der einzelnen Funktionselemente wird im Folgenden anhand der Kennlinie dargestellt.

2.4.1 Bremse und Dämpfer

Die Konstruktionselemente Bremse und Dämpfer gehören in der systematischen, tabellari-schen Einordnung nach Krause zu dem Funktionsmerkmal „*Verändern des Betrags einer motorischen Funktionsgröße*“ [19] in der übergeordneten Gruppe *Anpassen mechanischer Energie*. Dämpfer sind als Funktionselemente definiert, welche schwingungsfähigen mechanischen Systemen Energie mit dem Ziel entziehen, die Schwingungsamplituden zu reduzieren. Diese Funktion wird verwendet, um freie Schwingungen kurzfristig zu beseitigen, die Amplitude

von erzwungenen Schwingungen zu reduzieren oder sprungförmige Bewegungsvorgänge zu verlangsamen. Bremsen sind generell als Funktionselemente zum Verringern der Geschwindigkeit bewegter Bauteile durch Entzug kinetischer Energie [19, S.470,S.478] definiert. Ein Dämpfer ist somit ein Sonderfall der Bremse, bei dem die zu verringernde Bewegung in Form einer Schwingung vorliegt.

Anwendung der Begriffsdefinition auf die vorliegende Problemstellung

In der vorliegenden Arbeit erfolgt eine von einer Hand des Benutzers über einen Joystick auf eine Drehachse eingebrachte Drehbewegung. Dieser Bewegung soll abhängig von der Auslenkung ein Widerstand entgegen wirken. Der Widerstand führt bei gleichbleibender eingebrachter Kraft des Benutzers zu einer verminderten Geschwindigkeit der Auslenkung. Der Grad der Verminderung soll frei einstellbar sein. Die Auslenkung eines Joysticks ist in den meisten Anwendungen als ein Position-zu-Geschwindigkeit-Steller ausgeführt. Ein Auslenken des Joysticks aus einer Nullposition führt am Endeffektor zu einer Bewegung, dessen Geschwindigkeit abhängig von der Auslenkung des Joysticks ist, wie in Abbildung 2.4 gezeigt. Die Hand des Benutzers verweilt in der ausgelenkten Position, bis der zu bewegende Endeffektor eine gewünschte Position erreicht hat und wird im Anschluss wieder in die Ausgangslage zurückgebracht. Der Verlauf der Auslenkung des Joysticks aus der Nullposition über die Zeit der beschriebenen Bewegung kann durch einen Bewegungsverlauf mit einer Frequenz von unter 10 Hz angenähert werden. Der daraus folgende Geschwindigkeitsverlauf lässt sich nicht als schwingendes System darstellen. Dieses Verhalten gilt analog auch für andere Realisierungen wie Position-zu-Position-Steller. Aus diesem Grund wird das Funktionselement zum Verringern der Geschwindigkeit bewegter Bauteile im Folgenden als Bremse bezeichnet.

Die Darstellung einer Bremse in der zuvor eingeführten Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie

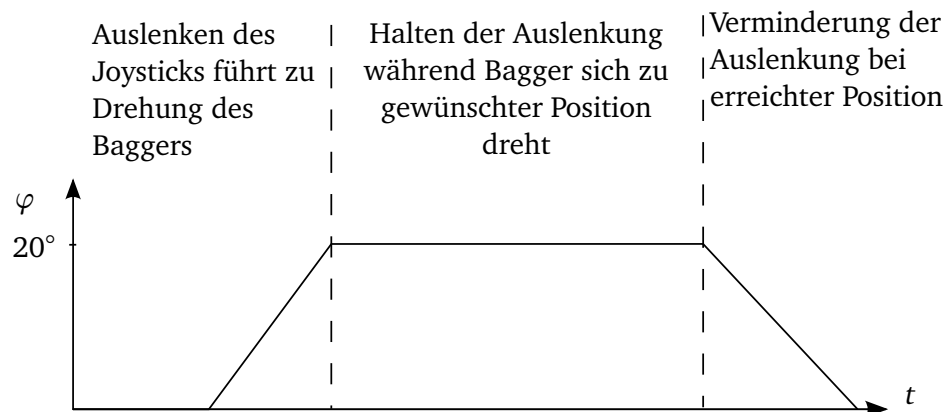


Abbildung 2.4.: Zeitlicher Verlauf der Auslenkung eines Joysticks zur Drehung eines Baggers

ist in Abbildung 2.5 zu sehen. Eine Bremse kann als Energiewandler kein Moment erzeugen, welches größer ist als die eingespeiste Energie, jedoch können durch Variation der Bremskraft unterschiedliche reaktive Momente erzeugt werden. Bei einer idealen Bremse können somit jeder Winkelposition, im ersten und dritten Quadrant, beliebige Momente zugeordnet werden. Bei einer realen Bremse begrenzt die maximal abtransportierbare thermische Energie das dauerhaft zur Verfügung stellbare Bremsmoment M_{max} . Zudem können ausschließlich Reaktionsmomente entgegen der Bewegungsrichtung erzeugt werden. Dieses Verhalten wird in Kapitel 2.4.3 näher erläutert.

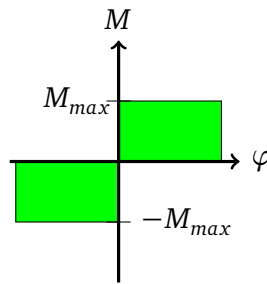


Abbildung 2.5.: Winkel-Drehmoment-Kennlinie Bremse

2.4.2 Nachgiebigkeit

Die elastische Nachgiebigkeit δ ist laut [20, Kapitel 10] als Verhältnis von Längenänderung s und Kraft F mit

$$\delta = \frac{1}{c} = \frac{\Delta s}{\Delta F} = \frac{l}{E \cdot A}$$

definiert. Als Funktionselement wird die Nachgiebigkeit in Form einer Feder realisiert. Die systematische, tabellarische Einordnung der Nachgiebigkeit erfolgt nach Krause mit dem Funktionsmerkmal „Aufnehmen von mechanischer Energie und Abgabe nach bestimmter Zeit“ [19, S.22] in die übergeordnete Gruppe *Bereitstellen von mechanischer Energie*.

Die Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie einer Feder ist in Abbildung 2.6 zu gezeigt. Das Federelement weist im idealen Fall einen linearen Verlauf der Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie auf. Die Steigung der Kennlinie ist von der Federsteifigkeit und Vorspannung der Feder abhängig, wobei die Vorspannung als Offset in der Kennlinie eingeht. Als Energiespeicher kann somit zu jeder Winkelposition genau ein reaktives Moment durch die Nachgiebigkeit erzeugt werden.

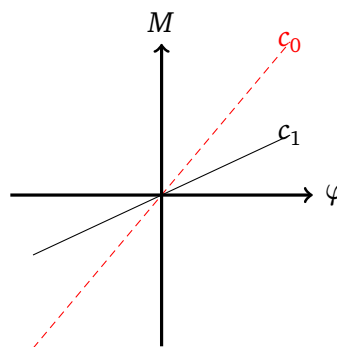


Abbildung 2.6.: Ideale, lineare Nachgiebigkeit in einer Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie

2.4.3 Zeit- und Geschwindigkeitsabhängigkeit

Zusätzlich zu den Einschränkungen der Funktionselemente Nachgiebigkeit und Bremse erfolgt durch die Verknüpfung der Elemente eine weitere Einschränkung. Zur Erläuterung dieser Einschränkung wird eine Unterscheidung zwischen Bewegungsvorgang und Haltevorgang durchgeführt.

Haptisches Feedback während der Auslenkung des Joysticks

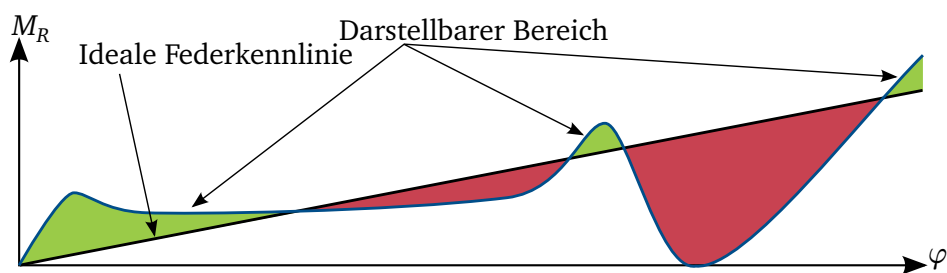
Der Bewegungsvorgang wird zusätzlich in Vorwärts- und Rückwärtsbetrieb unterteilt. Der Vorwärtsbetrieb ist die Bewegung des Joysticks aus der Nullposition heraus in Richtung positiven- oder negativen Vollausschlag, während der Rückwärtsbetrieb die Bewegung des Joysticks aus einer ausgelenkten Position zur Nullposition beschreibt.

Bewegungsbeschreibung im Vorwärtsbetrieb

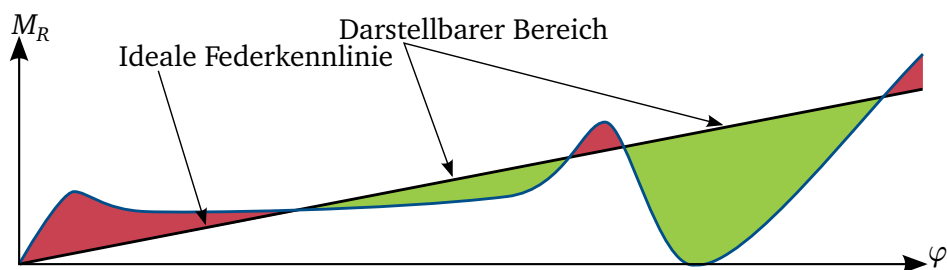
Im Vorwärtsbetrieb wird die Nachgiebigkeit ausgelenkt. Das Moment, welches zur Auslenkung der Nachgiebigkeit notwendig ist, kann durch die Bremse nur vergrößert werden. Dieses Verhalten ist in Abbildung 2.7(a) dargestellt. Bei der Auslenkung der Joystickachse in positive Richtung muss daher vorerst mindestens das Referenzmoment der Nachgiebigkeit aufgebracht werden. Durch zusätzliches Aufschalten der Bremse kann das Reaktionsmoment vergrößert werden. Somit sind im Vorwärtsbetrieb nur die in der Abbildung grün markierten Reaktionsmomente darstellbar.

Bewegungsbeschreibung im Rückwärtsbetrieb

Bei dem in Abbildung 2.7(b) dargestellten Rückwärtsbetrieb ist das maximale Reaktionsmoment durch den Referenzwert der Nachgiebigkeit vorgegeben. Durch die Bremse kann das Reaktionsmoment nur verringert werden. Somit lassen sich im Rückwärtsbetrieb ausschließlich die unterhalb der Federkennlinie liegenden Reaktionsmomente darstellen.



(a) Darstellbarer Bereich im Vorwärtsbetrieb



(b) Darstellbarer Bereich im Rückwärtsbetrieb

Abbildung 2.7.: Darstellbarer Bereich im Bewegungsvorgang abhängig von der Richtung der Joystickausrückung in einer Winkel-Drehmoment-Kennlinie

Haptisches Feedback im Haltevorgang

Ist die gewünschte Winkelausrückung erreicht, kann durch Zuschalten der Bremse der Einfluss der Nachgiebigkeit reduziert werden. Durch vollständige Bremsung der Achse ist für den Benutzer am Joystick kein Reaktionsmoment mehr spürbar, während bei ausgeschalteter Bremse ausschließlich das winkelabhängige Moment der Nachgiebigkeit als haptisches Feedback wahrnehmbar ist.

2.4.4 Zusammenfassung der Einschränkungen

Die Anforderung, beliebige Kennlinien darstellen zu können, erfordert, dass das haptische Feedback zu jedem Winkel beliebige Drehmomente erzeugen kann. In der zuvor eingeführten Darstellung entspräche dies einem vollständig gefüllten Diagramm. Dieses haptische Feedback kann unter reinem Einsatz der Funktionselemente Nachgiebigkeit und Bremse nicht erfüllt werden. Eine Kombination der Funktionselemente führt zu der in Abbildung 2.8 dargestellten, überlagerten Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie. Dabei können im Haltevorgang beliebige Kennlinien in dem hervorgehobenen Bereich dargestellt werden. Dieser ist vom Betrag durch den Verlauf der Federkennlinie sowie das maximale, von der Bremse erzeugbare Moment M_{max} , begrenzt. Da die Energie zur Erzeugung des Feedbacks durch den Benutzer eingespeist wird, ist das haptische Feedback ausschließlich in reaktiver Form im ersten und dritten Quadranten möglich. Im Bewegungsvorgang ist abhängig von der Bewegungsrichtung ausschließlich ein über bzw. unter der Federkennlinie liegendes Reaktionsmoment darstellbar.

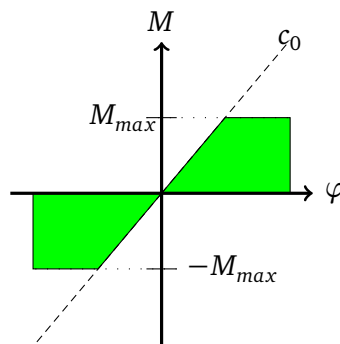


Abbildung 2.8.: Unter Verwendung von Nachgiebigkeit und Bremse darstellbares Reaktionsmoment in einer Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie

2.5 Teilprobleme

Bei der klassischen Entwicklung werden im nächsten Schritt Funktionsstrukturen aufgestellt, um Teilprobleme zu erkennen. In der vorliegenden Arbeit sind einige Teilprobleme jedoch durch die Aufgabenstellung definiert. Diese Teilprobleme werden durch die Funktionselemente Nachgiebigkeit und Bremse dargestellt. Zusätzlich zu den vorgegebenen Teilproblemen werden weitere Teilprobleme ermittelt. Die Teilprobleme sind in Tabelle 2.2 aufgelistet und werden im Folgenden erläutert.

Federspannung erzeugen

Durch eine erzeugte Federkraft erfolgt eine Rückstellung des Joysticks in seine Ausgangsstellung, falls keine Kraft vom Benutzer eingespeist wird. Des Weiteren stellt die Feder einen Energiespeicher dar, welcher zusammen mit dem Teilproblem „Bremse“ das haptische Feedback erzeugt. Das Teilproblem Federkraft erzeugen beschreibt unterschiedliche Federaufbauten, mit der das haptische Feedback erzeugt werden kann.

Federspannung verändern

Das Teilproblem Federspannung verändern beschreibt geeignete Verfahren, um die Nachgiebigkeit der Feder während des Betriebs zu verändern. Die Erzeugung der Federkraft stellt

Tabelle 2.2.: Teilprobleme des haptischen Feedback

Teilproblem	Priorität
Federspannung erzeugen	A
Federspannung verändern	A
Bremsprinzip festlegen und Bremse aktuieren	B
Leistungselektronik & Energieversorgung	C
Datenverarbeitung	C
Positionsbestimmung	C

zusammen mit der Veränderung der Federspannung und des Bremsprinzips das haptische Feedback dar und werden daher als A-Problem klassifiziert.

Bremsprinzip festlegen und Bremse aktuieren

Das Teilproblem Bremsprinzip stellt die Realisierung der Bremse dar. Durch eine Verringerung des in der Nachgiebigkeit eingespeicherten Drehmoments können beliebige Reaktionsmomente \leq des Federmoments erzeugt werden.

Leistungselektronik & Energieversorgung

Das Teilproblem Leistungselektronik & Energieversorgung beschreibt die Versorgung der verbauten Elemente mit elektrischer Energie. Um die Vorspannung der Feder zu verändern sowie die Bremse zu betätigen ist eine passende Versorgung zu realisieren. Dies kann abhängig von der verwendeten Aktorik entweder durch ein Zukaufteil oder einen eigenen Aufbau realisiert werden. Abhängig davon erfolgt eine Klassifizierung als C-Problem.

Datenverarbeitung

Das Teilproblem Datenverarbeitung beinhaltet die Speicherung der darzustellenden Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie, den Austausch selbiger mit einem angeschlossenen PC, die Verarbeitung der ermittelten aktuellen Position und die Ansteuerung der Leistungselektronik mit dem aus der Position resultierenden Drehmoment-Signal. Die Datenverarbeitung ist von dem Teilproblem Positionsbestimmung abhängig und kann durch einen Mikrocontroller realisiert werden. Die Klassifizierung erfolgt als C-Problem.

Positionsbestimmung

Das Teilproblem Positionsbestimmung beschreibt die Gewinnung der Information über die Auslenkung des Joysticks. An der Systemgrenze liegt diese Information in Form einer Winkelverdrehung an der von dem Joystick ausgelenkten Achse vor. Dieses Teilproblem ist auf Grund geringer nötiger Innovation als C-Problem klassifiziert.

2.6 Lösungsfindung

Im weiteren Verlauf werden Lösungen für die einzelnen Teilprobleme erarbeitet. Nach anschließender Bewertung kann aus den Lösungen ein Gesamtsysteme zusammengesetzt werden. Da die Konzeption der *Teilprobleme Federspannung erzeugen und verändern* in der Arbeit den höchsten Stellenwert eingenommen hat, wird der Prozess der Lösungsfindung im Folgenden anhand der Teilproblem *Federspannung erzeugen und verändern* gezeigt.

2.6.1 Lösungen für die Teilprobleme Federspannung erzeugen und verändern

Im folgenden Kapitel werden die Lösungen für die Teilprobleme „Federspannung erzeugen und verändern“ vorgestellt und analysiert. Diese sind eng miteinander verknüpft, da sich nicht jeder Federtyp mit einem beliebigen Mechanismus verändern lässt. Aus diesem Grund wird zu jeder Lösung für das Teilproblem Federspannung erzeugen eine Überschlagsrechnung durchgeführt. Mit dieser lässt sich abschätzen, ob das notwendige Drehmoment aufgebracht werden kann. Zudem wird ermittelt, welche Änderung der Federsteifigkeit notwendig ist, um einen möglichst großen Darstellungsbereich zu erhalten. Anhand der Federsteifigkeit werden die Werte für einen geeigneten Parameter berechnet, der die Veränderung der Federspannung ermöglicht.

Zu jeder vorgestellten Lösung wird eine passende Lösung für das Teilproblem *Federspannung verändern* gezeigt, welche im nächsten Schritt bewertet wird. Eine Übersicht über alle Lösungen zur Erzeugung der Federspannung sind im Kapitel C.1.1 gezeigt. Lösungen zur Veränderung im Kapitel C.1.2

Rahmenbedingung für die Abschätzung der erreichbaren Federkraft

Der Bauraum für die Konstruktion wird auf 40 mm unterhalb und 15 mm oberhalb der Drehachse des Joysticks, mit 10 mm Durchmesser, eingeschränkt. Diese Einschränkungen entsprechen den Abmessungen des Joystickgehäuses. Die Eigenschaften des Federmaterials sind für alle Anordnungen gleich gewählt. Nach DIN EN 13906 [21] ist Federstahl mit einem E-Modul von $E = 206 \text{ kN/mm}^2$ und einer Dichte von $\rho = 7,86 \text{ kg/dm}^3$ angegeben. Der Schubmodul ergibt sich mit der Possionzahl ν zu $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$. Die Possionzahl wird mit $\nu = 0,3$ angenommen, womit sich das G-Modul zu $G = 79,23 \text{ kN/mm}^2$ ergibt.

Aus den Anforderungen für das Reaktionsmoment werden die geometrischen Abmessungen für die folgenden Fälle geprüft. In Kapitel 2.3 wurden verschiedene mögliche Winkel-zu-Drehmoment-Verläufe vorgestellt. Die beschriebene Rastung stellt einen Bereich dar, bei dem das Reaktionsmoment gegen Null geht. Die Rastung soll frei im Arbeitsraum positionierbar sein. Daher wird zusätzlich ein niedriges Reaktionsmoment von 0,5 Nm bei einer Auslenkung von 20° untersucht, welches den Maximalwert der Rastung darstellt.

Tabelle 2.3.: Prüfliste der Federeigenschaften

Winkel- auslenkung	gefordertes Drehmoment	Erläuterung
2°	2 Nm	gefordertes Reaktionsmoment im Ursprung
2°	6 Nm	gewünschtes Reaktionsmoment im gesamten Arbeitsbereich
20°	4 Nm	gefordertes Reaktionsmoment bei vollständiger Auslenkung
20°	6 Nm	gewünschtes Reaktionsmoment im gesamten Arbeitsbereich
20°	0,5 Nm	niedriges Reaktionsmoment bei vollständiger Auslenkung um Rastung zu realisieren

Lösung FE 0 - Symmetrische Federanordnung an Stab

Abbildung 2.9 zeigt die Lösung zur Erzeugung eines Drehmoments an der Joystickachse M_R durch zwei symmetrisch angeordnete Federn. Durch verdrehen der Joystickachse erfolgt eine Dehnung und Kompression der jeweils gegenüberliegenden Federn, was zu einer Verdoppelung der Federkraft an der Achse führt.

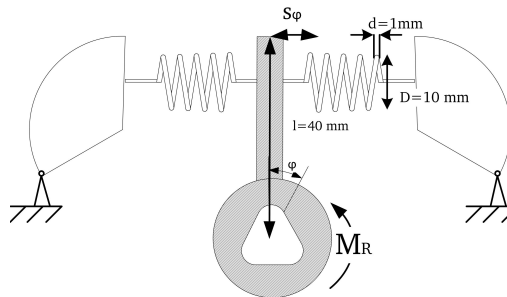


Abbildung 2.9.: Lösung FE 0 - Symmetrische Federanordnung am Stab

Zur Abschätzung der benötigten Federeigenschaften wird die Federsteifigkeit c anhand der Werte aus Tabelle 2.3 berechnet. Die Berechnung erfolgt über Gleichung 2.1. Dabei ist zu beachten, dass die Federkräfte der beiden Federn in der Anordnung aufsummiert werden. Die Federsteifigkeit c beschreibt den Wert einer einzelnen Feder. Die benötigten Werte für die Federsteifigkeit liegen laut Tabelle 2.4 zwischen $0,45 \text{ N/mm}$ und $17,9 \text{ N/mm}$ zur Erfüllung der Forderung und zwischen $0,45 \text{ N/mm}$ und $53,71 \text{ N/mm}$ zur Erfüllung des Wunschs. Aus den Federsteifigkeiten werden die benötigten Windungszahlen für Federn mit dem Durchmesser $D = 10 \text{ mm}$ und Federkreisquerschnitt $d = 1 \text{ mm}$ in Gleichung 2.2 berechnet.

Tabelle 2.4.: Erforderliche Federsteifigkeit c bei Federanordnung FE 0

W/F	Winkel °	Drehmoment Nm	c N/mm	n
F	2	2	17,90	0,93
W	2	6	53,71	0,31
F	20	4	3,58	4,67
W	20	6	5,37	3,12
F	20	0,5	0,45	37,39

$$\text{mit } s_\varphi = 2\pi \cdot l \cdot \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} \text{ und } M_R = 2F \cdot l$$

$$c = \frac{1}{2} \frac{F_F}{s_\varphi} = \frac{1}{2} \frac{M_R \cdot 360^\circ}{2 \cdot 2\pi \cdot l^2 \varphi^\circ} \quad (2.1)$$

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot c \cdot D^3} \quad (2.2)$$

$$c_\varphi = \frac{M_R}{\varphi} = \frac{4\pi \cdot l^2 \cdot G d^4}{8n \cdot 360^\circ \cdot D^3} \quad (2.3)$$

Formel Gleichung 2.3 beschreibt die Abhängigkeit des Reaktionsmoments M_R des gesamten Aufbaus von der Winkelauslenkung. Diese wird in der Bewertung des Teilproblem *Federspannung verändern* verwendet. Aus Tabelle 2.4 wird ersichtlich, dass das Drehmoment durch die symmetrische Anordnung in dem begrenzten Bauraum erzeugt werden kann.

Lösungen zur Veränderung der Federkraft

Die Veränderung der Federkraft, bzw. in diesem Fall die Änderung des auf die Joystickachse ausgeübten Reaktionsmoments kann, über Variation der Parameter in Gleichung 2.3 erfolgen. Die im Folgenden betrachtete Lösung **FV 0.5** ändert die Länge l des wirksamen Hebels, die mit der 2. Potenz in Gleichung 2.3 eingeht.

Lösung FE 1 - Spiralfeder

Bei dem in Abbildung 2.10 dargestellten Lösungsvorschlag zur Erzeugung der Federspannung wird durch zwei logarithmische Spiralfedern ein Drehmoment M_R auf die Joystickachse aufgebracht.

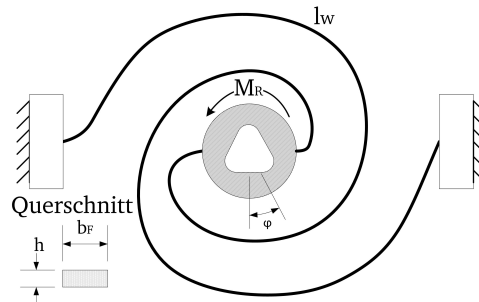


Abbildung 2.10.: Lösung FE 1 - Spiralfeder

Die erforderliche Winkelfedersteifigkeit c_φ ergibt sich aus dem Moment über dem Winkel. Aus der Winkelsteifigkeit wird über Gleichung 2.4 die benötigte Länge l_w einer logarithmischen Spirale berechnet. Die Feder wird mit Höhe $h = 1 \text{ mm}$ und Breite $b_F = 2 \text{ mm}$ angenommen. Die Berechnung der Spirallänge aus den geometrischen Abmessungen ist komplex und ermöglicht keinen eindeutigen Rückschluss von der Spirallänge auf die Außenabmessungen. Daher wird ausgehend von der Beschreibung der Feder in [22] und den Abmessungen des Bauraums ein Rückschluss auf die realisierbare Länge l_w geschlossen. Der Außendurchmesser der Feder ist durch den kleinsten maximalen Radius um die Joystickwelle von 20 mm bei einem Wellenradius von 5 mm gegeben. Durch Variation von Federhöhe, Federarmdicke und Steigungskonstante lassen sich benötigten Werte aus Tabelle 2.5 erreichen.

Tabelle 2.5.: Erforderliche Federsteifigkeit c bei Federanordnung FE 1

W/F	Winkel °	Moment Nm	c_φ N/m	l_w mm
F	2	2	1,00	2,39
W	2	6	3,00	0,80
F	20	4	0,20	11,94
W	20	6	0,30	7,96
F	20	0,5	0,03	95,54

$$c_\varphi = \frac{M_R}{\varphi}$$

$$c_\varphi = \frac{Ehb_F^3}{690 \cdot l_w} \quad (2.4)$$

Lösung zur Veränderung des Federmoments FV 1.2 Eine beispielhafte Lösung ist **FV 1.2**. Entlang der spiralförmigen Feder werden Klemmblöcke verfahren, die an einer beliebigen Länge der Feder eine künstliche Einspannung erzeugen können. Somit ist eine Veränderung der Länge l_w möglich, die sich mit einer Potenz von eins auf das Federmoment auswirkt.

FE 5 - Zweiseitig aufliegende Biegefeder

Die Teillösung FE 5 in Abbildung 2.11 stellt eine abgewandelte Version der Teillösung FE 0 (Abbildung 2.9) dar. Statt einer Schraubenfeder wird die reaktive Kraft jedoch durch zwei,

zweiseitig aufliegende Biegefedern erzeugt. Diese werden durch das Ende eines an der Joystickachse befestigten Stabs ausgelenkt.

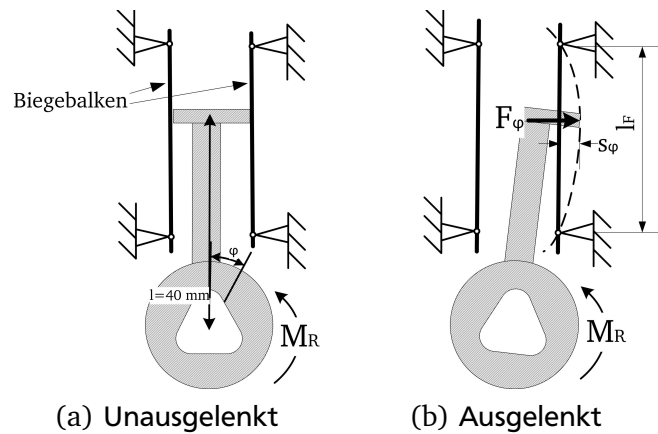


Abbildung 2.11.: Lösung FE 5 - Zweiseitig eingespannte Biegefeder

Über den Stab mit der Länge $l = 10 \text{ mm}$ wird richtungsabhängig jeweils eine der Blattfedern um $s_\varphi = 2\pi \cdot l \frac{\varphi^\circ}{360^\circ}$ ausgelenkt. Für den Fall, dass die auslenkende Kraft F_φ auf die Mitte der zweiseitig aufliegenden Blattfeder wirkt, ergibt sich die Federkraft der Blattfedern zu Gleichung 2.5. Auf die Joystickachse wirkt somit das Drehmoment M_R aus Gleichung 2.6. Aus dem Drehmoment kann die notwendige Länge der Blattfeder l_F , mit einer angenommenen Breite $b = 10 \text{ mm}$ und Dicke $t = 1 \text{ mm}$ der Blattfeder, berechnet werden. Die Länge ist in Tabelle 2.6 aufgelistet und lässt sich mit dem vorhandenen Bauraum realisieren.

Tabelle 2.6.: Erforderliche Federsteifigkeit c bei Federanordnung FE 5

W/F	Winkel grd	Moment Nm	c Nm/grd	l_F mm
F	2	2	1,00	8,96
W	2	6	3,00	6,21
F	20	4	0,20	15,32
W	20	6	0,30	13,38
F	20	0,5	0,03	30,64

$$F_\varphi = \frac{4Ebt^3}{l_F} \cdot s_\varphi \quad (2.5)$$

$$M_R = \frac{4\pi Ebt^3}{l_F^3} \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} \cdot l^2 \quad (2.6)$$

Lösung zur Veränderung des Federmoments - FV 5.1 Das Federmoment kann durch Veränderung des Abstands b zwischen dem Auflagepunkt B und der Krafteinleitung F_φ beeinflusst werden. Dies ist in Abbildung 2.12(a) gezeigt. Aus der Biegekennlinie eines zweiseitig aufliegenden Biegebalkens aus Gleichung 2.7 ergibt sich eine Veränderung des Reaktionsmoments nach Gleichung 2.8. Dabei gilt $\alpha = \frac{a}{l_F}$, $\beta = \frac{b}{l_F}$, $\xi = \frac{x}{l_F}$. Die Länge b geht über β^3 mit einer **Potenz von drei** ein.

Um die Länge des Biegebalkens platzsparend realisieren zu können, kann der Biegebalken als Ringfeder aufgebaut werden [23]. Die Krafteinleitung erfolgt dabei symmetrisch auf n Kreissegmente. In Abbildung 2.12(b) ist eine Realisierung mit drei Segmenten gezeigt. Durch Rotation der Krafteinleitung oder des Auflagekörpers um α kann die Länge b variiert werden.

$$EI \cdot s_{\varphi} = \frac{Fl_w^3}{6} [\beta \xi (1 - \beta^2 - \xi^2) + (\xi - \alpha)^3] \quad (2.7)$$

$$M_R = \frac{12\pi EI l^2}{l_F^3} \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} [\beta \xi (1 - \beta^2 - \xi^2) + (\xi - \alpha)^3]^{-1} \quad (2.8)$$

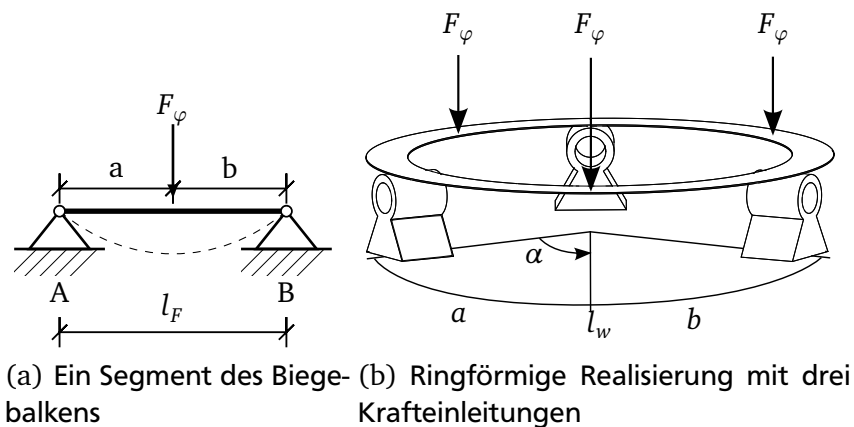


Abbildung 2.12.: Zweiseitig aufliegende Biegefeder

Fazit

In diesem Kapitel wurden verschiedene Federanordnungen hinsichtlich der Erzeugung unterschiedlicher Drehmomente betrachtet. Der Bauraum der Federanordnungen ist auf die Abmessungen einer Seite des Joystick begrenzt. Bei der Betrachtung der Lösungen wurde die Belastung der Feder nicht berücksichtigt. Diese wird im Rahmen der Ausarbeitung bestimmt. Die Lösungen sind in Tabelle 2.7 kurz dargestellt. Im nächsten Schritt werden Bewertungskriterien aufgestellt und die Teillösungen bewertet.

Tabelle 2.7.: Übersicht der betrachteten Federanordnungen

Typ	Unterkapitel	Kann benötigte Federkraft im Bauraum erzeugen
Symmetrische Schraubenfeder	2.6.1	Ja
Spiralfeder	2.6.1	Ja
Blattfeder	C.1.1	Ja
Schenkelfeder	C.1.1	Nein
Rollfederantrieb	C.1.1	Ja
Zweiseitig aufliegende Biegefeder	2.6.1	Ja
Torsionsstab	C.1.1	Nein
Flachformfeder	C.1.1	Nein

2.6.2 Bewertung für das Teilproblem Federspannung erzeugen und verändern

Folgende Bewertungskriterien wurden erarbeitet:

Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren

Mit steigender Anzahl an Aktoren steigt die Komplexität des Aufbaus. Zudem nimmt der Konstruktionsaufwand für den mechanischen Aufbau sowie die elektrische Ansteuerung zu. Systeme, die eine niedrige Anzahl an Aktoren benötigen, sind somit zu bevorzugen. Bei dieser Bewertung werden zwei Punkte vergeben, falls die Veränderung der Federspannung über einen Aktor mit Standardgetriebe realisiert werden kann. Wird ein Aktor mit speziellem Getriebe benötigt (beispielsweise zur Erzeugung einer gegenläufigen Bewegung) wird ein Punkt vergeben. Bei mehr als einem Aktor wird die Lösung mit Null Punkten bewertet.

Hohe Anzahl an darstellbaren Federsteifigkeiten pro Systemeinheit

Ein System mit kontinuierlicher Änderung der Nachgiebigkeit kann am Joystick eine große Bandbreite von Reaktionsmomenten erzeugen. Somit ist eine bessere Darstellung des haptischen Feedbacks möglich. Sind nur pro Systemeinheit aus Feder und Aktor einzelne Nachgiebigkeiten zu- oder abschaltbar, ist keine kontinuierliche Änderung der Federsteifigkeit möglich.

Großes Verhältnis von Veränderung der Federsteifigkeit zu Stellweg

Um eine hohe Änderungsrate des durch die Nachgiebigkeit erzeugten Drehmoments zu erreichen, ist ein großes Verhältnis der Veränderung der Federsteifigkeit zu Stellweg wichtig. Die Bewertungsreihenfolge erfolgt mit absteigender Potenz der Länge l zum Reaktionsmoment.

Identische Federkennlinie für positive und negative Winkelauslenkung

Ein identischer Verlauf der Federkennlinie für die Auslenkung des Joystick in beide Bewegungsrichtungen reduziert den Aufwand zur Berechnung der Stellposition. Daher sind identische Verläufe positiv zu bewerten.

Abschwächung der Federsteifigkeit möglich

Durch Zuschalten von Federelementen kann die Federsteifigkeit erhöht werden. Ermöglicht der Aufbau zudem eine Abschwächung der Federsteifigkeit, ist dies positiv zu bewerten.

Steuergröße unabhängig von der Joystickposition

Bei manchen Lösungsvorschlägen muss das Element zur Veränderung der Nachgiebigkeit nachgeführt werden. Dies kann eine Federstruktur darstellen, die der Drehung der Joystickachse folgt. Wird die Veränderung der Nachgiebigkeit durch ein zusätzliches Auflager realisiert, muss dieses nachgeführt werden, um die Position relativ zur Joystickachse konstant zu halten. Dies führt zu einem komplizierteren Aufbau und ist negativ zu bewerten.

Frei auf der Welle montierbar

Sowohl Nachgiebigkeit als auch Bremse müssen an der Welle des Joysticks befestigt werden. Nachgiebigkeiten, deren Platzierung nur an festgelegten Positionen entlang der Welle möglich sind, schränken die Kombinierbarkeit mit anderen Teilproblemen ein und sind somit schlechter zu bewerten.

Die Bewertungskriterien sind in Tabelle 2.8 aufgelistet.

Über K.O.-Kriterien werden Lösungen von der Bewertung ausgeschlossen, die Grundanforderungen an das System nicht erfüllen oder Konflikte mit Rahmenbedingungen hervorrufen. Einige Kriterien werden im Folgenden aufgeführt. Eine vollständige Übersicht befindet sich im Anhang unter Abbildung C.4 sowie Tabelle C.6.

K.O.1 Schließt Lösungen aus, bei denen die Nachgiebigkeit von nur einer Bewegungsrichtung verändert werden kann.

K.O.2 Kann die Federkraft nur im Stillstand oder durch Austauschen von Komponenten ver-

Tabelle 2.8.: Bewertungskriterien Federspannung erzeugen und verändern

Kriterium	2	1	0
Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren	ein Aktor mit Standardgetriebe	ein Aktor mit speziellem Getriebe	zwei Aktoren mit Getriebe
Hohe Anzahl an darstellbaren Federsteifigkeiten pro Systemeinheit		beliebige	n-stufig
Großes Verhältnis von Veränderung der Federsteifigkeit zu Stellweg	l^3	l^2	l
Identische Federkennlinie für positive und negative Winkel auslenkung möglich		Ja	Nein
Abschwächung der Federsteifigkeit möglich		Ja	Nein
Steuergröße unabhängig von der Joystickposition		Ja	Nein
Frei auf der Welle montierbar		Ja	Nein

ändert werden, ist diese Lösung nicht geeignet.

K.O.3 Kann durch einen Funktionsfehler der Aktorik oder Steuerung eine Bewegung ausgeführt werden, die als Benutzereingabe registriert werden kann, ist dieses System nicht intrinsisch sicher.

K.O.5 Kann eine Nachgiebigkeit das benötigte Moment und die benötigte Federsteifigkeit nur erreichen, wenn dessen Abmessungen den Bauraum überschreiten, ist diese Lösung nicht verwendbar.

Gewichtung

Über die Abstufung der Punkte der Bewertungskriterien wird eine Gewichtung vorgenommen. Die Kriterien „Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren“ und ein „großes Verhältnis von Veränderung der Federsteifigkeit zu Stellweg“ sind durch die abgestufte Vergabe mit 0-2 Punkten stärker gewichtet. Diese stellen als Maß für die Änderungsgeschwindigkeit des Reaktionsmoments und den Konstruktionsaufwand die wichtigsten Anforderungen an die Nachgiebigkeit dar.

Bewertung

Die Bewertung wird beispielhaft für drei Lösungsvorschläge durchgeführt und ist in Tabelle 2.9 abgebildet. Eine vollständige Übersicht der Bewertung ist in Tabelle C.7 zu finden.

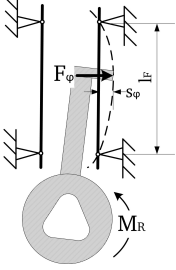
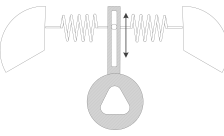
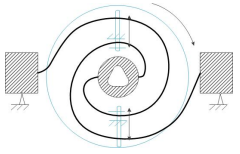
Bei dem ringförmig, zweiseitig aufliegenden Biegebalken mit variabler Krafteinleitung erfolgt die Änderung der Nachgiebigkeit durch Rotation des Auflagekörpers. Dabei können

zwischen der weichsten Position in der Mitte und der steifsten Position nahe eines Auflagepunktes beliebige Nachgiebigkeiten erreicht werden. Die Rotation kann durch einen Aktor mit Standardgetriebe realisiert werden. Die Auslenkung des Balkens ist symmetrisch und führt zu einem identischen Verhalten für positive und negative Winkelauslenkung. Der Hebel zur Wandlung des Drehmoments in Federkraft kann an beliebiger Position auf der Welle montiert werden. Die Stellgröße geht mit der dritten Potenz in das Drehmoment ein.

Bei der symmetrischen Federanordnung werden zwei Federn durch einen Aktor mit Standardgetriebe parallel zu einem Hebel verschoben. Somit lässt sich das Federmoment am Joystick stufenlos vergrößern und verkleinern. Der Aufbau kann beliebig entlang der Joystickachse positioniert werden, jedoch hat die Auslenkung nur eine Veränderung des Drehmoments mit der Potenz von zwei zur Folge.

Die Lösung FV 1.2 stellt zwei logarithmische Spiralfedern dar. Die Einspannung kann durch Klemmen an beliebiger Position entlang der Spiralfedern verschoben werden und eine beliebige Federsteifigkeit erzeugen. Dabei wird die Position der Klemmen durch einen Aktor verändert. Für die Einspannung ist ein weiterer Aktor notwendig, da die Einspannung nicht durch Walzen realisiert werden kann, ohne ein Durchrutschen der Spirale zu verhindern. Zudem ist die Position der Klemme radial nach innen nachzuführen, je näher die Einspannung an der Joystickachse positioniert werden soll. Die Kennlinie verhält sich für positive und negative Winkelauslenkung identisch. Die Positionierung erfolgt frei auf der Welle.

Tabelle 2.9.: Bewertung von Lösungen zur Erzeugung und Veränderung von Federmoment

Bewertungskriterium	Zweiseitig aufliegender Biegebalken mit variabler Krafteinleitung	Symmetrische Federanordnung mit veränderbarem wirksamen Hebel	Spiralfeder mit variabler Einspannung
Abbildung			
Bezeichnung	FV 5.1	FV 0.5	FV 1.2
Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren	2	2	0
Hohe Anzahl an darstellbaren Federsteifigkeiten	1	1	1
Großes Verhältniss von Veränderung der Federsteifigkeit zu Stellweg	3	2	1
Identische Federkennlinie für positive und negative Winkelauslenkung	1	1	1
Abschwächung der Federsteifigkeit	1	1	1
Steuergröße unabhängig von der Joystickposition	1	1	0
Frei auf der Welle montierbar	1	1	1
Erreichte Punkte	10	9	5

Die Lösung des zweiseitig aufliegenden Biegebalkens hat bei der Bewertung am besten abgeschlossen. Da bei der Bewertung sowohl die Erzeugung als auch Veränderung des Federmoments berücksichtigt wurde, wird diese Lösung für die Federbaugruppe ausgewählt.

2.6.3 Lösungen des Teilproblems „Bremsprinzip festlegen und Bremse aktuieren“

Eine vollständige Vorstellung der Teillösungen und Bewertung der Teilprobleme „Bremsprinzip festlegen“ und „Bremse aktuieren“ ist im Anhang unter Kapitel C.1.3 zu finden. Im Folgenden werden der Lösungsraum sowie die wichtigsten Bewertungskriterien erläutert und die daraus ermittelte Lösung vorgestellt.

Der Lösungsraum umfasst Bremsen, welche auf direktem Reibkontakt zwischen Flächen sowie Rotationskörpern in viskosen Flüssigkeiten basieren. Beispiele für direkten Reibkontakt sind Scheibenbremsen oder Bandbremsen. Bremsen, die auf Rotationskörpern in veränderbarer, viskoser Flüssigkeit basieren sind: Elektro- und magnetorheologische Bremsen sowie Magnetpulverbremsen.

2.6.4 Bewertung des Teilproblems „Bremsprinzip festlegen und Bremse aktuieren“

Zur Bewertung werden Bewertungskriterien aufgestellt und gewichtet. Das am stärksten gewichtete Kriterium lautet „Kein Stick-Slip-Effekt“, da durch das Ruckeln des Effekts eine Verfälschung des haptischen Feedbacks erfolgt. Zudem soll das Bremsmoment auch bei Stillstand nutzbar sein. Die Bremse muss eine kurze Stellzeit von unter 10 ms vorweisen, um die Anforderungen zu erfüllen. Um die Fertigstellung im beschränkten Zeitrahmen zu ermöglichen, wird die Verwendung von Zukaufteilen angestrebt.

Bei der Bewertung haben die Prinzipien der elektro- und magnetorheologischen Bremse sowie die Magnetpulverbremse gut abgeschnitten. Da Bremsen auf Basis dieser Prinzipien aber nicht im Rahmen dieser Arbeit entwickelt werden können, wurde eine Herstellerrecherche durchgeführt. Ein Ausschnitt der ermittelten technischen Daten ist in Tabelle 2.10 aufgeführt. Nach abschließender Bewertung der Teillösungen stellt sich die Magnetorheologische

Tabelle 2.10.: Ausschnitt des Lösungsraum von kommerziell erhältlichen Bremsen auf elektro- und magnetorheologischer Basis sowie Magnetpulverbasis (ER, MR, MPB)

Typ	Hersteller	Name	Drehmoment	Restmoment	Erregerstrom	Stellzeit
			Nm	Nm	A	ms
MPB	Ogura	OPB-40N	4	0,08	0,37	50
ER	Bansbach	easyERF25	6	Kein Halte- und Stoppbremsen möglich		
MR	Lord	RD-8060-1	4,5 (5,5 Peak)	< 0,5	1 (1,5 peak)	5

Bremse RD-8060 der Firma Lord als beste Lösung heraus. Bei diesem Typ befindet sich eine magnetorheologische Flüssigkeit zwischen Rotor und Stator der Bremse. Die Flüssigkeit kann über Spulen mit einem veränderlichen magnetischen Fluss durchsetzt werden. Dabei ändert sich die Viskosität der Flüssigkeit.

Die Bremse erfüllt die Stellzeit mit weniger als 5 ms. Mit einem Strom von 1 A bei 12 V kann ein geschwindigkeitsunabhängiges Bremsmoment von 4,5 Nm erzeugt werden. Für einen Zeitraum von 30 s kann die Bremse durch einem Peak-Strom von 1,5 A ein Bremsmoment von 5,5 Nm erzeugen und damit alle Anforderungen an die Bremse erfüllen.

Analog dazu werden für die anderen Teilprobleme Teillösungen ausgewählt. Die Lösungsfindung der weiteren Teilprobleme ist im Anhang unter C.1 dokumentiert. Da die Baugruppen

Bremse und Feder geschlossen betrachtet werden, ergibt sich das Gesamtkonzept aus der Kombination der besten Teillösungen.

2.7 Gesamtkonzept

Nach der Bewertung aller Teillösungen hat sich das Gesamtkonzept aus dem Blockschaltbild 2.13 als beste Lösung herausgestellt.

Die Generierung des Reaktionsmoments wird in die Funktionselemente Bremse und Nachgiebigkeit für statisches und dynamisches Moment unterteilt. Die darzustellende Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie wird als Eingangsnachricht in das System eingespeist und von einem Mikrocontroller gespeichert. Für das dynamische Bremsmoment wird anhand des aktuellen Arbeitspunkts in der Kennlinie ein Strom generiert. Dieser führt in einer Bremse auf magnetorheologischer Basis zu einem Bremsmoment, welches auf die Joystickwelle übertragen wird.

Das statisches Reaktionsmoment wird durch die Federkraft eines ringförmigen Biegebalken über einen Hebel auf die Joystickwelle übertragen. Die Veränderung der Reaktionskraft wird durch das Verschieben der Lagerpunkte relativ zur Krafteinleitung realisiert. Die Positionierung der Lager erfolgt über einen Schrittmotor. Ein an der Joystickwelle angebrachter Winkelsensor übermittelt die Auslenkung des Joysticks an den Mikrocontroller.

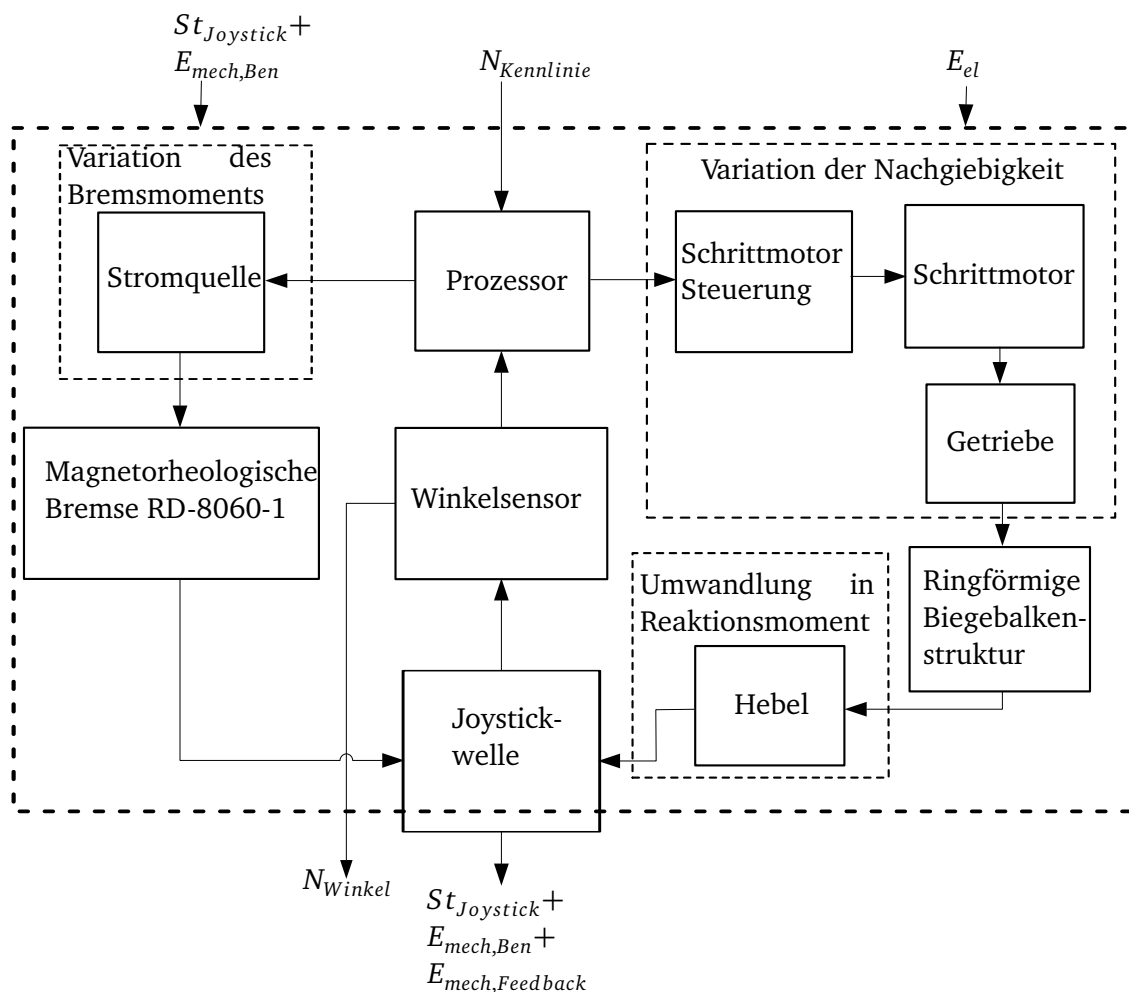


Abbildung 2.13.: Blockschaltbild Gesamtkonzept

In Abbildung 2.14 ist eine Prinzipskizze des Gesamtaufbaus abgebildet. Die Funktionselemente Bremse und Nachgiebigkeit sowie der Winkelsensor sind entlang der verlängerten Joystickachse montiert. Das Funktionselement Nachgiebigkeit besteht aus einer ringförmigen Feder, welche an n Auflagepunkten zwischen jeweils zwei Walzen geklemmt wird. In der Abbildung ist der prinzipielle Aufbau für die Auslenkung in eine Richtung gezeigt. Die Auflagepunkte sind auf einer rotierbaren Scheibe montiert. Zwischen den Auflagepunkten befindet sich die vertikal bewegliche Krafteinleitung, die über einen Hebel mit der Joystickachse verbunden ist. Werden die Auflagepunkte durch den Schrittmotor rotiert, rollen die Walzen der Krafteinleitung entlang der Ringfeder. Somit verändert sich der Abstand zwischen Auflage und Krafteinleitung und damit die Nachgiebigkeit der Feder. Die Anzahl n der Auflagepunkte, Arme der Krafteinleitung und somit Segmente des Biegebalkens werden im Rahmen der Ausarbeitung bestimmt.

Ein Mikrocontroller übernimmt über Motorcontroller die Ansteuerung des Schrittmotors und der Bremse und stellt ein Interface zum Austausch der Kennlinien über einen Computer zur Verfügung.

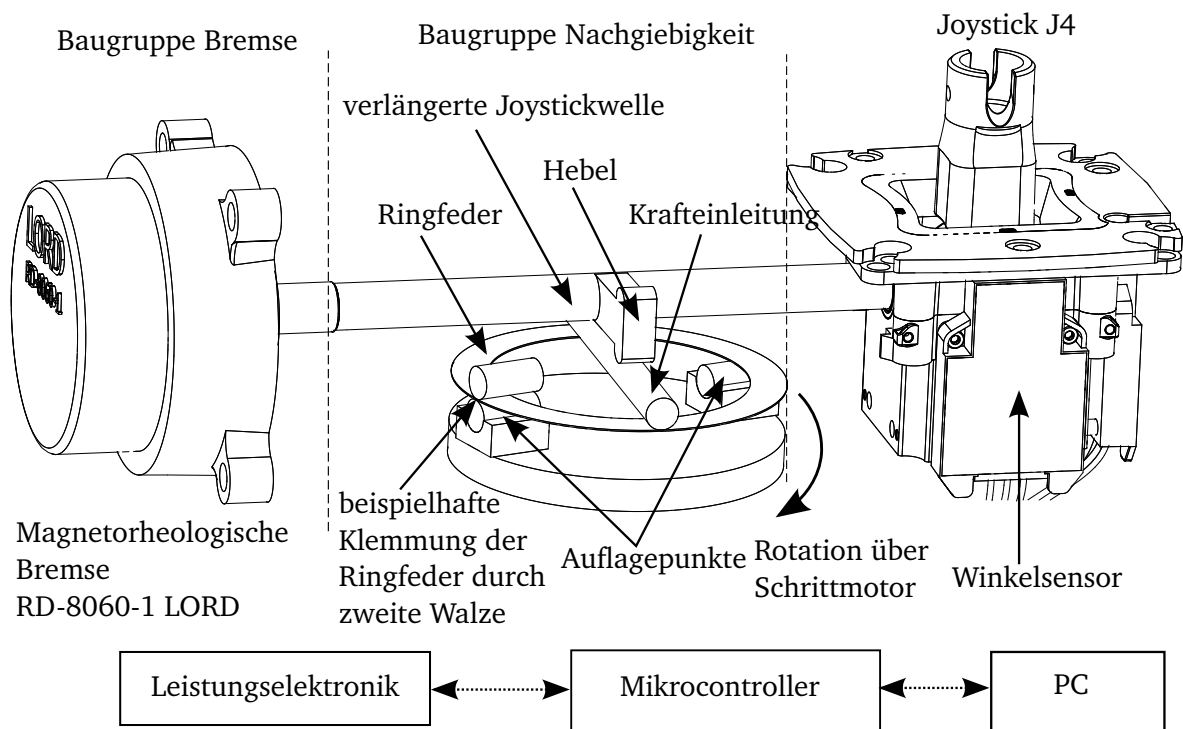


Abbildung 2.14.: Gesamtkonzept

3 Entwerfen und Gestalten

Dieses Kapitel beschreibt den Entwurf der einzelnen Teillösungen. Im Folgenden wird das Vorgehen anhand eines Ausschnitts aus dem Entwurf der Federbaugruppe gezeigt. Die vollständige Dokumentation ist im Anhang D zu finden.

3.1 Entwurf der Feder

Die verstellbare Nachgiebigkeit ist als ringförmiger zweiseitig aufliegender Biegebalken ausgeführt. Die statische Reaktionskraft des haptischen Systems hängt maßgeblich von der Auslegung der Nachgiebigkeit ab.

Der Entwurf der Nachgiebigkeit gliedert sich in die analytische Beschreibung des Biegebalkens durch Betrachtung der Biegekennlinie. Aus dieser ergeben sich Parameter, die anschließend mit einer Finite-Elemente-Methode (FEM) variiert werden. Durch die Simulation wurde festgestellt, dass keiner der Parameter alle Anforderungen an die Nachgiebigkeit erfüllt. In mehreren Iterationsschritten werden die geometrischen Eigenschaften der Nachgiebigkeit verändert und weitere numerische Analysen durchgeführt. Abschließend ergibt sich eine Ausführung der Nachgiebigkeit, die alle Anforderungen erfüllt. Die Schritte werden im Folgenden dargestellt.

3.1.1 Analytische Betrachtung der Nachgiebigkeit

Um das Verhalten der Biegefeder zu ermitteln und eine der Aufgabenstellung angepasste Auslegung zu ermöglichen, wird ein mechanisches Modell aufgestellt. Die Beschreibung der Feder erfolgt über die Differentialgleichungen der Balkendurchbiegung. Diese sind im Anhang Kapitel D.1.1 für den in Abbildung 3.1 gezeigten Fall hergeleitet. Für einen zweiseitig aufliegenden Biegebalken mit Länge l_F , E-Modul E , Flächenträgheitsmoment I_y und Abstand a der Krafteinleitung vom linken Lager A ergibt sich die Biegekennlinie $s_\varphi(x)$ nach der Gleichung 3.1.

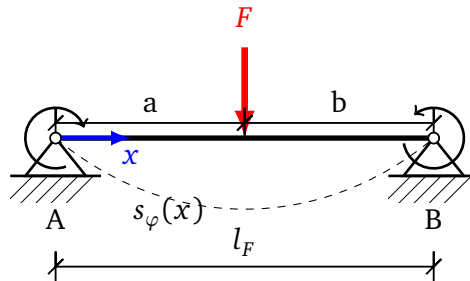


Abbildung 3.1.: Mechanisches Modell des Biegebalkens zur Bestimmung der Biegekennlinie

$$s_\varphi(x) = \frac{F}{EI_y} \left[\frac{1}{6} \langle x - a \rangle^3 + \frac{1}{6} \frac{a - l_F}{l_F} x^3 + \frac{1}{4} \frac{a(l_F - a)}{l_F} x^2 + \frac{1}{12} \frac{a}{l_F} (2a^2 - 3al_F + l_F^2) x \right] \quad (3.1)$$

Das durch den Biegebalken über einen Hebel an der Joystickachse erzeugte Reaktionsmoment $M_R = F \cdot l_{Hebel}$ berechnet sich nach Gleichung 3.2. Dabei ist $s_\varphi = 2\pi l_{Hebel} \frac{\varphi^\circ}{360^\circ}$ die Biegung, welche durch den um φ ausgelenkten Joystick verursacht wird.

$$M_R = \frac{6EI_y}{l_F^3} 2\pi l_{Hebel}^2 \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} \left[\frac{1}{6} (x-a)^3 + \frac{1}{6} \frac{a-l_F}{l_F} x^3 + \frac{1}{4} \frac{a(l_F-a)}{l_F} x^2 + \frac{1}{12} \frac{a}{l_F} (2a^2 - 3al_F + l_F^2) x \right]^{-1} \quad (3.2)$$

Im vollständigen Aufbau ergibt sich der Abstand a über die Verdrehung des Federauflagekörpers α und den Radius des Federrings r_m mit $a = \frac{\alpha^\circ}{360^\circ} 2\pi r_m$. Die Länge des nutzbaren Biegebalkens teilt sich auf n Segmente auf, welche jeweils eine Federkraft F erzeugen. l_F wird somit zu $\frac{l_F}{n}$ und $F \rightarrow n F$.

Die Biegekennlinie ist für verschiedene Lastfälle in Abbildung 3.2 gezeigt. Dabei sind mit 1-4 die Lastfälle aus der Anforderungsliste markiert, welche die höchsten Anforderungen an die Ringfeder stellen. Dies sind für minimale und maximale Auslenkung jeweils die minimale und maximal zu erzeugende Federkraft.

Um die Anforderungen zu erfüllen, können die geometrischen Parameter der Feder ausgewählt werden. Die variierbaren Parameter ergeben sich aus dem Flächenträgheitsmoment I_y und den Abmessungen aus der Gleichung 3.2. Diese sind in Tabelle 3.2 aufgelistet. Im nächsten Schritt erfolgt die iterative Lösung der Anforderungen an die Geometrie.

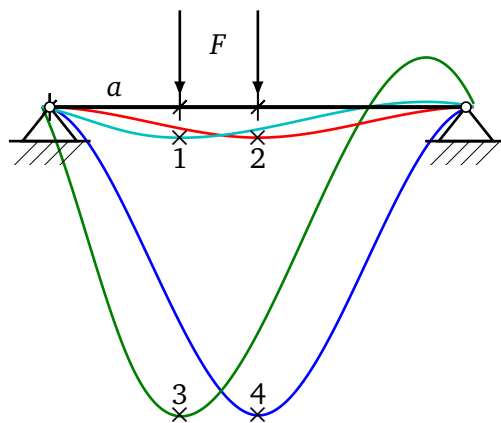


Tabelle 3.1.: Zuordnung der Lastfälle zu den Anforderungen

Markierung	Anforderung	
	φ°	M_R Nm
1	2	2
2	2	0,5
3	20	4
4	20	0,5

Abbildung 3.2.: Biegelinien der Lastfälle aus Anforderungsliste

Tabelle 3.2.: Variierbare Parameter der Ringfeder

Formelzeichen	Beschreibung	Variationsbereich
b	Breite des Federrings	0 bis 24 mm
b_R	Breite des Rings an dünnster Stelle bei veränderlicher Geometrie	0 bis 24 mm
t	Dicke der Feder	0.1 bis 1 mm
r_m	Außenradius des Federrings	< 80 mm
n	Anzahl der Segmente pro Ring	> 2

3.1.2 Ermittlung der Federabmessungen durch Simulation

Zu Beginn des Entwurfs wird eine Annahme über den Bauraum der Feder getroffen. Dieser ist auf die Abmessungen des Joysticks festgelegt und führt zu einem Federdurchmesser von 100 mm sowie einer Hebellänge von 15 mm.

Aus den Abmessungen des Hebels ergeben sich die in Tabelle 3.3 dargestellten Lastfälle der Feder. **Ziel ist eine Federgeometrie, welche alle Lastfälle ermöglicht.**

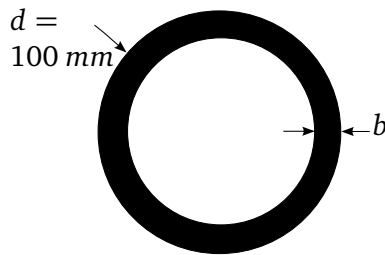


Abbildung 3.3.: Abmessungen des ersten Federrings

Tabelle 3.3.: Lastfälle bei Durchmesser 100 mm, Hebellänge 15 mm

Lastfall	s_φ mm	F_φ N
1	0,5	133,3
2	0,5	33,3
3	5	250,6
4	5	31,3

Vorgehen und Simulation des ersten Federrings

Über die Simulation wird die Reaktionskraft der Feder sowie die Mises-Vergleichsspannung im Federkörper berechnet. Die **Mises-Vergleichsspannung** σ_v ermöglicht bei isotropen Materialien eine Darstellung der im Körper dreidimensional auftretenden Normal- und Schubspannungen als eine fiktive, einachsige Spannung. Um das Bauteil vor Überlastung zu schützen, muss die Mises-Vergleichsspannung niedriger als die Streckgrenze R_e des Materials sein. Über S_v wird eine Sicherheit eingefügt. Als Material für die Feder wird gehärteter Federbandstahl 1.1274 mit $R_e = 1256 \text{ N/mm}^2$ angenommen.

$$\sigma_v \leq \frac{R_e}{S_v}$$

Die größte Belastung der Ringfeder erfolgt bei Auslenkung um 5 mm. Für alle in Tabelle 3.4 dargestellten Materialbreiten und -dicken wird die Position der Krafteinleitung variiert. Dies erfolgt über eine Rotation der Krafteinleitung zwischen $\alpha = 90^\circ$ und 5° , wobei 90° die Mitte zwischen den beiden Lagern darstellt. Die Reaktionskraft sowie Mises-Vergleichsspannung der Feder wird von jeder Winkel-, Breiten- und Dicken-Kombination ermittelt. Anschließend erfolgt eine Auswertung in Matlab. Für jede Breiten- und Dicken-Kombination werden alle Kräfte, bei denen die Mises-Vergleichsspannung σ_v überschreitet, entfernt. Aus den übrigen Einträgen wird die maximale und minimale Reaktionskraft ermittelt. Anschließend werden zwei Diagramme erstellt. Diese zeigen die maximale und minimale Kraft, die durch Verdrehen des Federkörpers bei jeder Dicken- und Breiten-Kombination realisierbar ist. Die Darstellung der minimalen Kraft erfolgt über das Verhältnis aus maximaler und minimaler Kraft bei jedem Lastfall.

Tabelle 3.4.: Parametervariation an der Ringfeder der ersten Simulation

Auslenkung mm	Winkel °	Materialbreite mm	Materialdicke mm
5	5 - 90	11 - 24	0,1 - 1

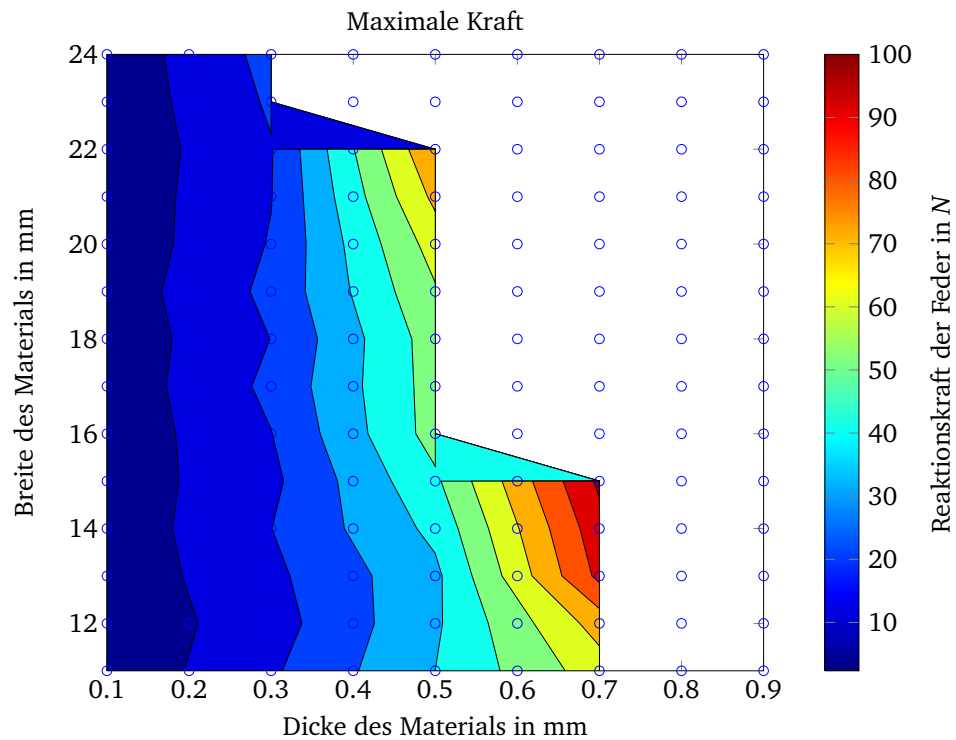


Abbildung 3.4.: Maximale Reaktionskraft einer zweiseitig aufliegenden Ringfeder bei begrenzter Mises-Vergleichsspannung

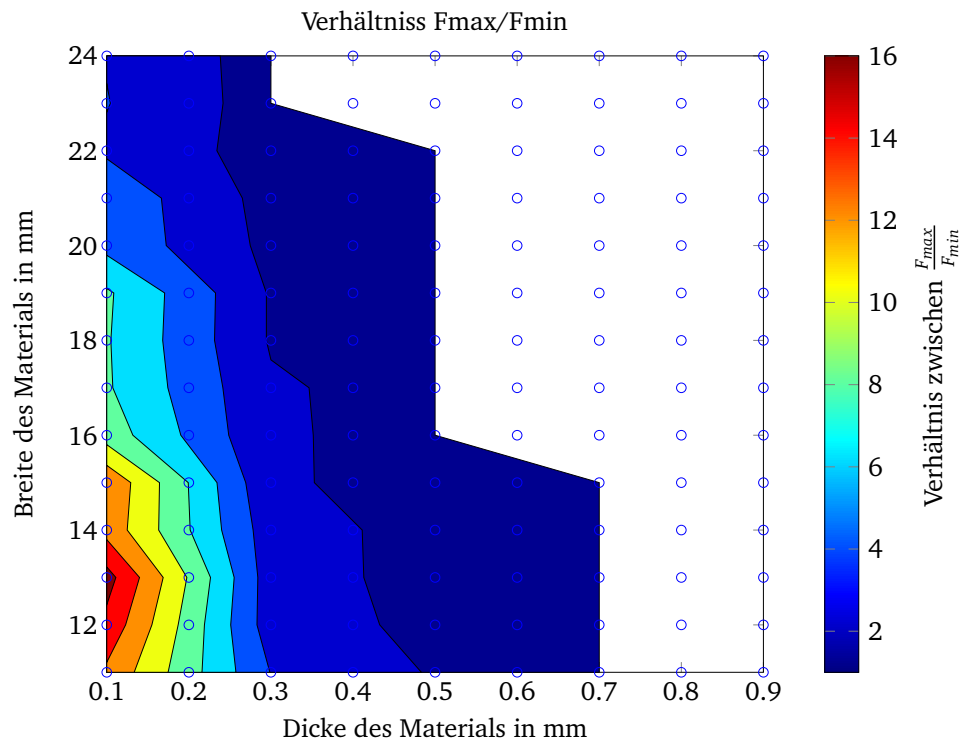


Abbildung 3.5.: Größtes Verhältniss zwischen minimaler und maximaler Kraft einer zweiseitig aufliegenden Ringfeder bei begrenzter Mises-Vergleichsspannung

Fazit der Simulation des ersten Federrings

Aus den in Abbildung 3.4 gezeigten Ergebnissen wird ersichtlich, dass die maximale von der Feder erzeugte Kraft im rechten Bereich des Diagramms liegt, während höhere Änderungen der Federkraft im linken Bereich auftreten. Die maximale Kraft tritt bei einer Breite von 15 mm und Dicke von 0,7 mm auf. Diese unterschreitet die geforderten 250,6 N mit 100 N deutlich. Zudem liegt keinerlei Überschneidung zwischen dem Bereich des geforderten Verhältnis von nahe 10 und der benötigten Kraft vor.

Aus diesem Grund kann mit der untersuchten Geometrie keine passende Abmessung der Feder realisiert werden, welche alle Lastfälle erfüllt.

Erste Modifizierung des Federringes

Zur Verbesserung der darstellbaren Reaktionskräfte erfolgt eine Änderung der Federgeometrie, wie in Abbildung 3.6 dargestellt.

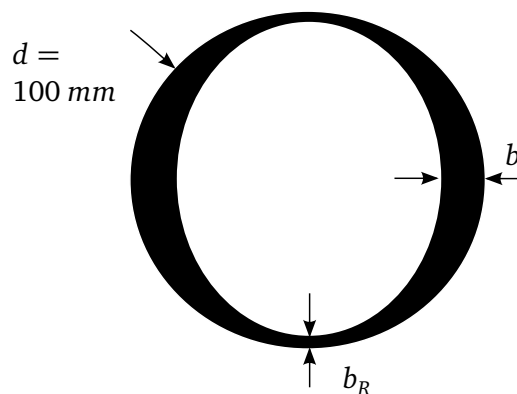


Abbildung 3.6.: Abmessungen des modifizierten Federrings

Die Breite des Federrings nimmt nun ausgehend von der Einspannung bis zur Mitte zwischen den Einspannungen ab. Für Lastfall 4 werden weitere Simulationen mit den Parametern aus Tabelle 3.5 durchgeführt. Dabei wurde eine zusätzliche Variation über die Breite des Rings zwischen den Lagern (b_R) durchgeführt. Die verbesserten Ergebnisse des modifizierten Federrings sind in Tabelle 3.6 zu sehen.

Tabelle 3.5.: Parametervariation an der Ringfeder der ersten Modifikation

Auslenkung	Winkel	Materialdicke	Materialbreite am Lager	Materialbreite Restring
s_φ mm	α °	t mm	b mm	b_R mm
5	0 - 90	0,2	15	1 - 15
		0,3		
		0,8		
		0,9		
5	0 - 90	0,2	14	1 - 14
		0,3		

Tabelle 3.6.: Verbesserung der darstellbaren Kräfte durch Verwendung einer ovalen Federstruktur

Abmessungen		Runde Federstruktur			Ovale Federstruktur		
Breite	Dicke	Fmax	Fmin	Verhältnis	Fmax	Fmin	Bandbreite
mm	mm	N	N		N	N	
14	0,2	7,98	2,06	3,87	9,94	0,59	16,75
					12,47	2,04	6,13
	0,3	19,88	6,93	2,86	14,33	1,97	7,28
					27,75	6,67	4,16
15	0,2	9,21	2,32	3,95	10,87	0,64	17,05
					13,84	2,28	6,06
	0,3	17,67	7,86	2,24	16	2,13	7,5
					23	7,55	3,07
16	0,8	-	-	-	144	134,27	1,08
					32,06	13,11	2,45
16	0,5	54,08	41,22	1,31	58,5	37,17	1,57

Fazit der ersten Modifizierung des Federrings

Es zeigt sich, dass sowohl die Reaktionskraft der Feder, als auch das Verhältnis zwischen maximaler und minimaler Kraft erhöht werden kann. Für jeden Parametersatz kann eine Optimierung nach maximaler Kraft oder größter Bandbreite an darstellbaren Kräften durchgeführt werden. Jedoch lässt sich auch mit den verbesserten Werten keine Parametersatz finden, mit dem alle Lastfälle erfüllt werden können.

Daher ist ein **weiterer Optimierungsschritt notwendig**.

Zweite Modifizierung des Federrings

Um die Reaktionskraft der Feder zu erhöhen wird die Anzahl der Segmente, in die der Feder-ring unterteilt ist, von zwei auf drei erhöht. Die Abstand zwischen zwei Auflagern und damit die Länge eines Segments des Biegebalken reduziert sich somit auf ein drittel des Umfangs. Die Länge eines Segments stellt ein Maß für die Anzahl der darstellbaren Federsteifigkeiten dar und soll durch die Modifikation nicht verringert werden. Um die Länge eines Segments konstant zu halten wird der Außendurchmesser der Ringfeder auf 160 mm erhöht. Die Länge eines Segments ist somit identisch mit dem des vorigen Federrings mit zwei Segmenten. Die Länge des Hebels wird auf 42 mm angepasst, da sich der Mittelpunkt der Feder weiter von der Joystickachse entfernt. Daher ergeben sich für die neue Geometrie in Abbildung 3.7 die in Tabelle 3.7 gezeigten Lastfälle. Der Federring wird mit den Parametern aus Tabelle 3.8 simuliert.

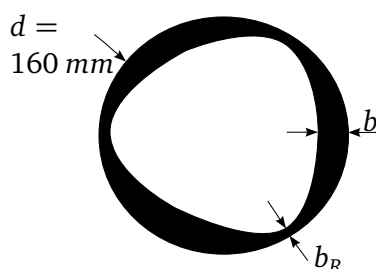


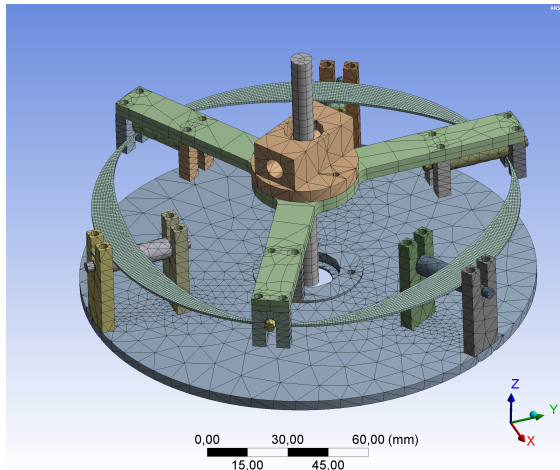
Abbildung 3.7.: Abmessungen des modifizierten Federrings mit drei Segmenten zur Krafteinleitung

Tabelle 3.7.: Lastfälle bei Durchmesser 160 mm, Hebellänge 42 mm

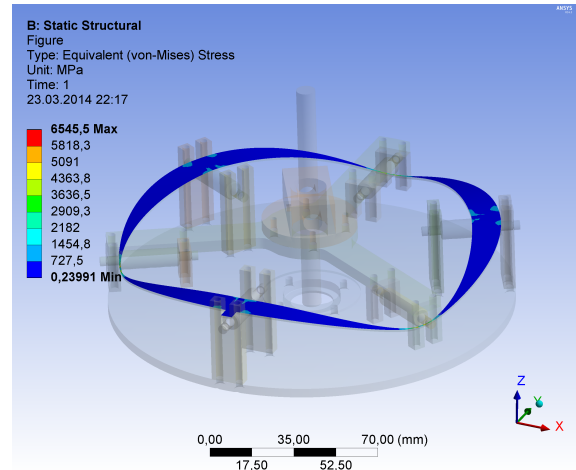
Kennzeichnung	s_φ mm	F_φ N
1	1,5	47,6
2	1,5	11,89
3	15	89,5
4	15	11,18

Tabelle 3.8.: Parametervariation an der Ringfeder der zweiten Modifikation

Auslenkung	Winkel	Materialdicke	Materialbreite am Lager	Materialbreite Restraining
s_φ <i>mm</i>	α $^\circ$	t <i>mm</i>	b <i>mm</i>	b_R <i>mm</i>
15	60	0.1-1	24 -1	$b - 1$



(a) Verwendetes Gitter



(b) Mises-Vergleichsspannung σ_v

Abbildung 3.8.: Beispielhafte Simulation eines Federrings mit drei Segmenten. Vorgabe einer Auslenkung um 15 mm bei fixierter Bodenplatte

Ein Ausschnitt der Ergebnisse der zweiten Modifikation sind in Tabelle 3.9 aufgeführt. Die Ringfeder wurde bei Lastfall 4 für alle Parameter bei einer Auslenkung von 15 mm simuliert. Die Parameter, welche die Kraft des Lastfalls 4 erreichen, ohne die maximale Mises-Vergleichsspannung zur überschreiten, werden auf das Verhalten des Federrings bei den übrigen Lastfällen untersucht.

Tabelle 3.9.: Verbesserung der darstellbaren Kräfte durch Krafteinleitung an drei Segmenten des Federrings mit 160 mm Durchmesser und vermindertem Außenrand

Lastfall siehe Abbildung 3.2			geringste Re- aktionskraft bei voller Auslenkung 4		maximale Re- aktionskraft bei voller Auslenkung 3		geringste Re- aktionskraft bei geringer Auslenkung 2		maximale Re- aktionskraft bei geringer Auslenkung 1	
Breite Auf- lage b mm	Breite Rest- rand b_R mm	Dicke t mm	F_{min} N	σ_v N/mm ²	F_{max} N	σ_v N/mm ²	F_{min} N	σ_v N/mm ²	F_{max} N	σ_v N/mm ²
23	20	0,2	10,78	701,85	13,53	1243,06	1,08	70,18	25,57	1159,90
14	5	0,3	10,77	992,24	11,33	1180,18	1,08	99,22	24,40	1223,09
11	7	0,3	11,14	1078,99	11,27	1181,38	1,11	107,89	17,18	1146,56
Benötigte Kraft des Lastfalls			< 11,18 N		> 89,5 N		< 11,89 N		> 47,6 N	

Fazit der zweiten Modifizierung des Federringes

Die ersten drei Parametersätze der Ringfeder in Tabelle 3.9 erfüllen Lastfall 4 durch Unterschreiten der Kraft von 11,18 N. Für Lastfall 3 kann mit den Abmessungen nur eine maximale Reaktionskraft von 13,53 N erreicht werden, ohne die maximale Mises-Vergleichsspannung zu überschreiten. Lastfall 2 mit geringer Auslenkung wird von den betrachteten Ringfedern erfüllt, während Lastfall 1 mit dem günstigsten Parametersatz zu 50% erreicht wird.

Somit ergibt sich, dass durch die zweite Modifikation ein Parametersatz existiert, mit dem 2 der 4 Lastfälle dargestellt werden können. Ein weiterer Lastfall wird zu 50 %, der 4. Lastfall nur zu 15 % erreicht.

Dabei ist bei einer Auslenkung der Feder um 5 mm eine Veränderung der Reaktionskraft von 230 % möglich. In Abbildung 3.9 ist eine durch Simulation erstellte Charakterisierung abgebildet. Abhängig von der Auslenkung des Joysticks um φ lässt sich eine unterschiedlich große Bandbreite an Reaktionskräften durch die Ringfeder erzeugen. Das zugehörige Reaktionsmoment ist auf der rechten Ordinate abgebildet.

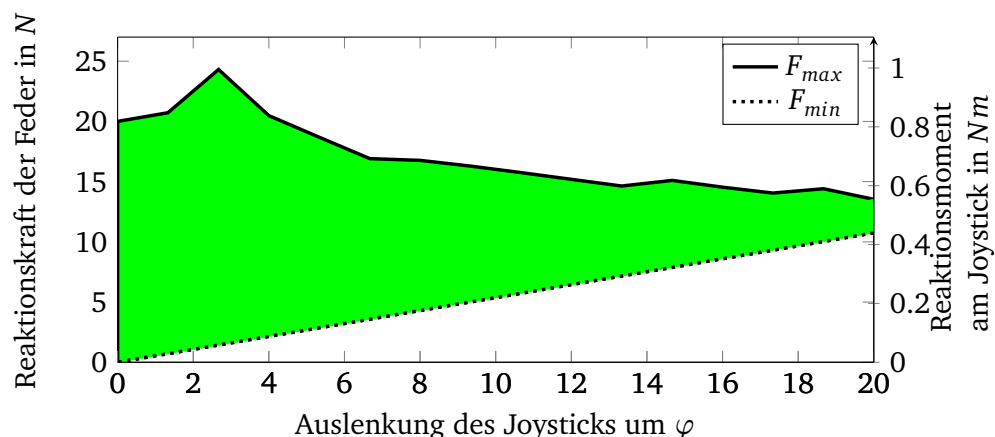


Abbildung 3.9.: Bandbreite der darstellbaren Kraft über Auslenkung des Joysticks (Tab: D.1)

3.2 Konstruktion der Federbaugruppe

In Abbildung 3.10 ist die fertige Federbaugruppe als CAD-Zeichnung dargestellt. Die in drei Segmente unterteilte Ringfeder mit den im vorigen Kapitel ermittelten Abmessungen wird an drei Auflagepunkten zwischen zwei Walzen eingeklemmt. Die Krafteinleitung erfolgt über einen sternförmigen Arm, der in Kapitel D.1.4 ausgelegt ist. Der Kontakt zwischen Krafteinleitung und Ringfeder erfolgt über Wellen mit einem Durchmesser von 4 mm, auf denen Nadelhülsen vom Typ HK0408 montiert sind.

Die Verstellung der Nachgiebigkeit erfolgt über Veränderung des Abstands zwischen Auflagekörper und Krafteinleitung. Die Ringfeder rollt dabei zwischen den Nadelhülsen der Krafteinleitung. Die Veränderung des Abstands zwischen Auflagekörper und Krafteinleitung wird durch eine Rotation der Auflagescheibe realisiert. Anhand einer im Anhang D.3 durchgeführten Getriebeauswahl und Auslegung wird der Auflagekörper durch ein 9 mm High-Torque-Drive (HTD)-Getriebe mit einer Übersetzung von 1:4,4 von einem Schrittmotor verstellt. Ein bipolarer Schrittmotor vom Typ QSH4218-51-10-049 des Herstellers Trinamic wird in Kapitel D.3.3 ausgewählt und treibt den HTD-Getrieberiemen an. Die Lagerung des Auflagekörpers erfolgt nach D.3.4 über ein Radial/Axiallager vom Typ NKIB 5901.

Ein einfaches Auswechseln der Ringfeder wurde bei der Konstruktion berücksichtigt. So sind alle Schrauben, welche zum Entfernen der Auflagewalzen geöffnet werden müssen, von der Oberseite erreichbar. Die Linearführung kann durch Lösen einer Schraube entnommen werden, womit wird ein Einlegen der Feder von der Seite ermöglicht wird.

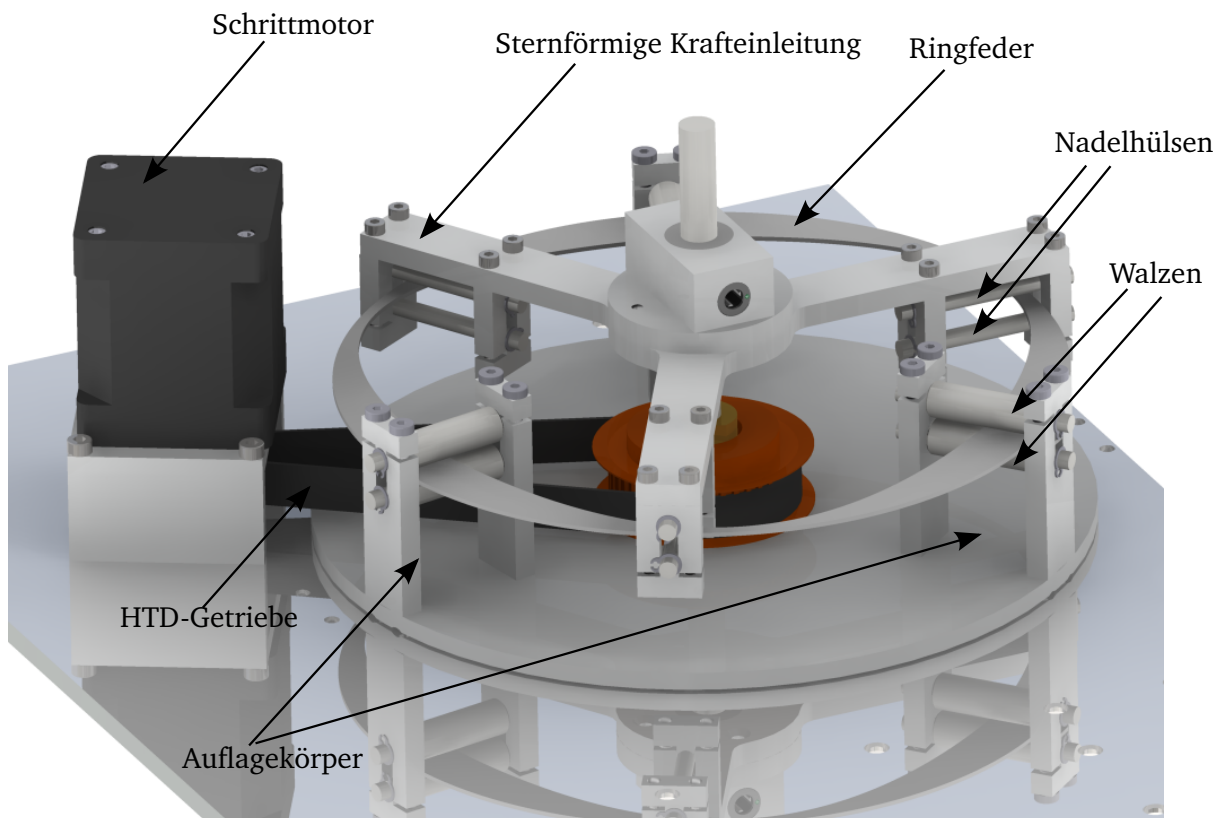


Abbildung 3.10.: CAD-Zeichnung der Federbaugruppe

3.3 Konstruktion des Gesamtsystems

Das CAD-Modell des gesamten Aufbaus ist in Abbildung 3.11 gezeigt.

Die vorgestellte Federbaugruppe wird entlang der verlängerten Joystickachse platziert. Aus der Reaktionskraft der Feder wird über eine, in Kapitel D.2.1 ausgelegte exzentrische Schubkurbel ein Reaktionsmoment an der Joystickachse erzeugt.

Die in Kapitel C.1.3 ausgewählte magnetorheologische Bremse RD-8060-1 der Firma LORD ist parallel zum vorgegebenen Joystick montiert. Die Anbindung an die Joystickwelle erfolgt über ein HTD-Getriebe mit einer Übersetzung von 1:1.

Der Winkel der Auslenkung des Joysticks kann durch die in Kapitel C.1.4 ausgewählten, am Gehäuse des Joysticks montierten Winkelsensoren vom Typ HAL815 ermittelt werden.

Um den zweiten Freiheitsgrad des Joystick mit haptischem Feedback zu versehen, ist ein zweiter, um 90° gedrehter Aufbau notwendig. Eine Platine zur Ansteuerung der Aktorik sowie zur Aufnahme eines Mikrocontrollers vom Typ STM32F407VGT6 ist in Kapitel D.4 entworfen.

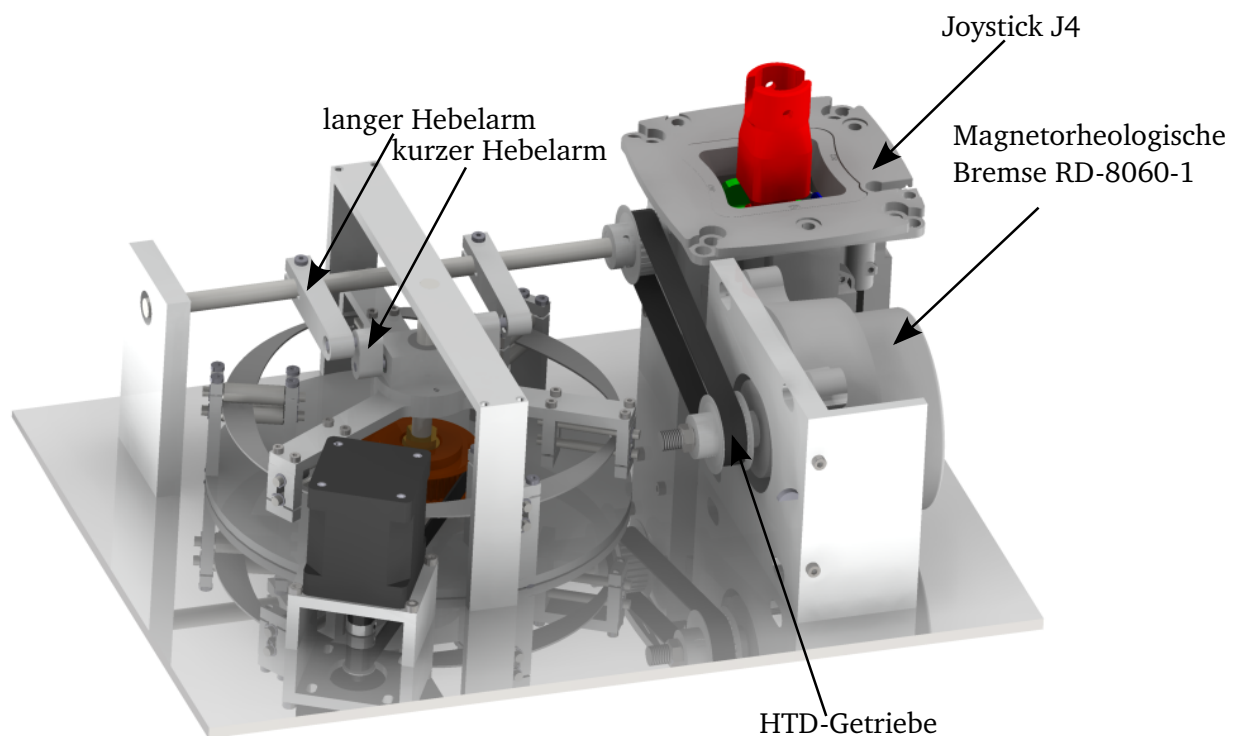


Abbildung 3.11.: CAD-Zeichnung des Aufbaus

3.4 Charakterisierung der Federbaugruppe

In diesem Kapitel wird das darstellbare Reaktionsmoment des entwickelten und aufgebauten Systems anhand von Messungen überprüft. In Abbildung 3.12 ist ein Messaufbau zur Bestimmung der Reaktionskraft des Federelements gezeigt. Der Joystick wird durch einen Tastkopf, welcher an einem Kraftsensor befestigt ist, ausgelenkt. Die Auslenkung wird über den am Joystick verbauten Winkelsensor bestimmt. Mit einem Oszilloskop wird das von dem Kraft- und Winkelsensor ausgegebene Signal aufgezeichnet. Zur Bestimmung der Reaktionskraft

wird durch den Messaufbau eine Auslenkung des Joysticks vorgegeben. Durch Rotation des Auflagekörpers wird die Reaktionskraft der Feder verändert. Das ermittelte auslenkungsabhängige Reaktionsmoment ist in Abbildung 3.12 gezeigt.

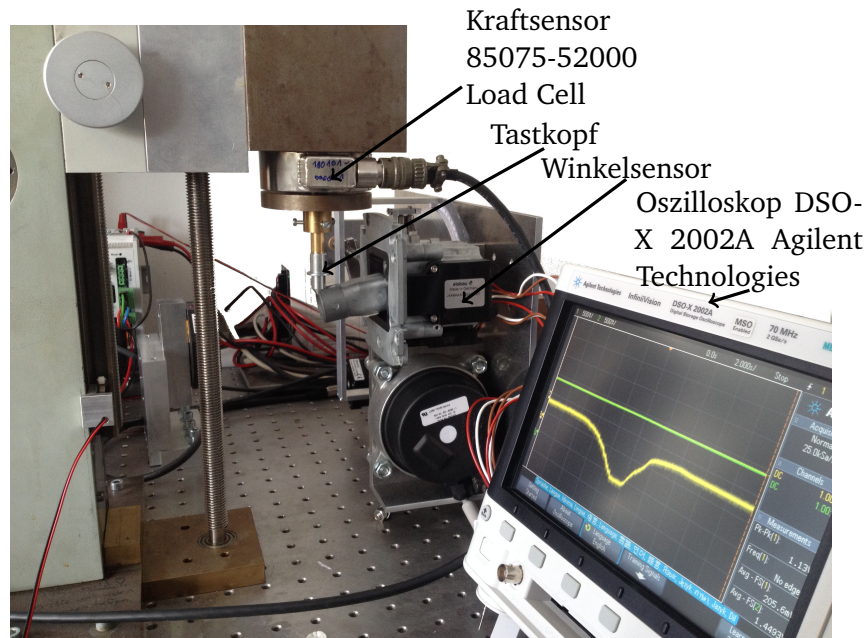


Abbildung 3.12.: Messaufbau zur Bestimmung der Reaktionskraft des Federelements

Der Verlauf des minimalen Reaktionsmoments stimmt mit der in Kapitel 3.1.2 durchgeführten Simulation überein. Die Messwerte für das maximale Reaktionsmoment liegen über den Werten aus der Simulation. Somit lässt sich mit dem aufgebauten System eine deutlich größere Bandbreite an Reaktionsmomenten darstellen. Inwiefern die maximal auftretenden mechanischen Spannungen das darstellbare Reaktionsmoment der Ringfeder einschränken, ist in weiteren Messungen zu ermitteln.

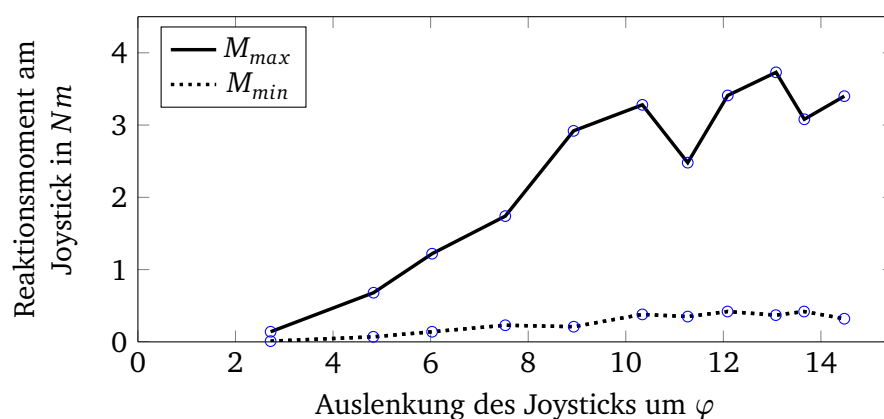


Abbildung 3.13.: In Messungen ermittelte Bandbreite des darstellbaren Reaktionsmoments über der Auslenkung des Joysticks (Tab: D.2)

4 Fazit und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein funktionsfähiges System zur Adaption von haptischem Feedback an einem kommerziell erhältlichen Joystick entwickelt und aufgebaut

Zur Lösungsfindung wurden verschiedene Federtypen hinsichtlich der Bandbreite an darstellbaren Reaktionsmomenten bzw. Reaktionskräften in einem begrenzten Bauraum untersucht. In einem weiteren Schritt wurden Lösungen zur Veränderung der Reaktionskraft anhand der geometrischen Abmessungen gesucht und bewertet.

Als beste Lösung für die variable Nachgiebigkeit hat sich ein ringförmiger Biegebalken herausgestellt, bei dem die Reaktionskraft über die Veränderung des Abstands zwischen Krafteinleitung und Auflager variiert wird. Über eine exzentrische Schubkurbel wird aus der Reaktionskraft ein Moment auf die Joystickachse eingebracht. Die Änderung des Abstands erfolgt über die Rotation des Auflagekörpers mittels eines Schrittmotors. Um die ringförmige Federstruktur auszulegen, wurde zu den Lastfällen der Anforderungen die Reaktionskräfte ermittelt und eine Parametervariation über die Finite-Elemente-Methode (FEM) unter Verwendung von ANSYS durchgeführt. In mehreren Iterationsschritten wird die Breite der Ringfeder geändert, die Anzahl der Segmente pro Ringfeder und der Außendurchmesser erhöht sowie die Breite zwischen Einspannung und Krafteinleitung geändert. Unter Berücksichtigung der maximal auftretenden Materialspannung werden für jede mögliche Parameterkombination die darstellbaren Lastfälle ermittelt.

Die zum Ende der Arbeit ermittelten Abmessungen der Ringfeder erreichen bei Simulationen mit geringen Auslenkungen ein Reaktionsmoment zwischen $0,059\text{ Nm}$ und 1 Nm . Die Bandbreite reduziert sich bei maximaler Auslenkung des Joysticks auf Werte zwischen $0,44\text{ Nm}$ und $0,55\text{ Nm}$.

In ersten Messungen am aufgebauten System konnten darüber hinaus Reaktionsmomente zwischen $0,01\text{ Nm}$ und $3,7\text{ Nm}$ erreicht werden. Diese Messergebnisse müssen unter Berücksichtigung der maximalen, in der Ringfeder auftretenden Materialspannungen in weiteren Schritten überprüft werden. Unter konservativer Annahme der Ergebnisse aus den Simulationen lässt sich das haptische Feedback für Auslenkungen der Ringfeder bis 5 mm und Reaktionsmomenten bis $0,8\text{ Nm}$ durch die gewählte Ringfeder gut darstellen.

Bei größerer Auslenkung und höherem Reaktionsmoment sollte die Form der Feder durch die Verwendung einer mäanderförmigen Struktur optimiert werden. Durch diese kann eine Verlängerung der wirksamen Federlänge erwirkt werden, welche mit der dritten Potenz in die Gleichung 2.8 zur Bestimmung der Nachgiebigkeit eingeht.

Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der Bandbreite an darstellbaren Reaktionsmomenten ist die Verwendung einer zweiten, steiferen Ringfeder. Diese wird zur Darstellung von hohen Reaktionsmomenten zu einer im System vorhandenen Feder zugeschaltet.

Im Rahmen der Lösungsfindung wurden weiterführende Ansätze zur Veränderung der Feder Vorspannung ermittelt. Diese wurden jedoch nicht weiter betrachtet, da diese Lösungen keine Änderungen der Federsteifigkeit realisieren, sondern als Offset in den Verlauf der Federkennlinie eingehen. Es empfiehlt sich, in weiteren Überlegungen zu klären, ob eine Änderung der Federsteifigkeit notwendig ist oder das haptische Feedback auch durch Variation der Vorspannung beeinflusst werden kann, da diese Lösungsansätze einfacher zu realisieren sind. Abschließend stellt die Verwendung einer veränderlichen Nachgiebigkeit zur Erzeugung von

haptischem Feedback in der geforderten großen Bandbreite der Reaktionsmomente eine Herausforderung dar.

Als Lösung für das Funktionselement Bremse wird die magnetorheologische Bremse RD-8060-1 der Firma LORD über einen Riemenantrieb auf die Welle eingekoppelt. Über einen Steuerstrom von 0 bis 1 A bei 12 V kann ein Bremsmoment von 0,5 Nm bis 4,5 Nm erzeugt werden. Für eine Zeitspanne von unter 30 s lässt sich über einen Strom von 1,5 A ein Bremsmoment von 5,5 Nm erzeugen. Somit können die Anforderungen an das maximale Reaktionsmoment der Bremse erfüllt werden. Im unbestromten Zustand weist die Bremse ein Restmoment von 0,5 Nm auf, welches bei der Auslenkung als Widerstand wahrnehmbar ist. Um den Einfluss des Restmoments zu verringern, könnte der vorhandene Riemenantrieb mit einer Untersetzung ausgeführt werden. Die Reaktionszeit der Bremse liegt laut Herstellers unter 5 ms und erfüllt somit die Anforderungen. Eine Verifikation der Reaktionszeit anhand von Messungen steht noch aus.

Weitergehend wurde zur Ansteuerung des Schrittmotors und der Bremse sowie der Auswertung des Winkelsensors eine Schaltung entworfen, welche zur Ansteuerung des Systems aufgebaut werden kann.

Die Grundfläche des Aufbaus beträgt 250 x 350 mm und liegt damit innerhalb der Anforderungen. Durch die Anordnung der Bauteile ist eine Erweiterung des haptischen Feedbacks an der zweiten Achse des Joysticks möglich. Die Anforderung an die Höhe des Aufbaus kann mit 100 mm erfüllt werden.

Mit dem verwendeten Winkelsensor vom Typ Hall 815 kann eine Winkelauflösung von 0,01° erreicht werden. Der Linearitätsfehler liegt bei 3 %. Durch Verarbeitung einer messtechnisch ermittelten Korrelation ist es jedoch möglich, den Fehler bei der Auswertung auszugleichen. Somit kann der Wunsch an die Auflösung erreicht werden.

Am Ende dieser Arbeit steht somit ein einsatzbereiter mechanischer Aufbau für das Projekt ErFAssBAR? zur Verfügung.

Literaturverzeichnis

- [1] MATSUOKA, Y. und TOWNSEND, B. *Design of life-size haptic environments*. In: „Experimental Robotics VII“. Band 271. Lecture Notes in Control and Information Sciences. Springer Berlin Heidelberg, 2001, Seiten 461–470. ISBN: 978-3-540-42104-7.
- [2] HATZFELD, C.; STÖHR, I.; FRITZSCHE, T.; GROTEPASS, T. und KAUER, M. *Intrinsic Safety – A New Design Approach for Safe Haptic Interfaces*. In: „Actuator Conference 2014“.
- [3] TROCCAZ, J. und DELNONDEDIEU, Y. *Semi-active guiding systems in surgery. A two-dof prototype of the passive arm with dynamic constraints (PADyC)*. In: „Mechatronics“ 6.4 (1996), Seiten 399–421.
- [4] BENKNER, S.; BOCK, V.; FREUND, D.; TESSMANN, A. und THIEM, D. *Kennlinienbeeinflussung eines Joysticks zur Darstellung von haptischem Feedback: Projektbericht PEM II*. 2013.
- [5] SENKAL, D. und GUROCAK, H. *Haptic joystick with hybrid actuator using air muscles and spherical MR-brake*. In: „Mechatronics“ 21.6 (2011), Seiten 951–960.
- [6] KWON, T. und SONG, J. *Force display using a hybrid haptic device composed of motors and brakes*. In: „Mechatronics“ 16.5 (2006), Seiten 249–257.
- [7] AHMADKHANLOU, F. *Design, Modeling and Control of Magnetorheological Fluid-Based Force*.
- [8] BRAND, M.; WALDNER, R. und MILLER, R. *Arretierbarer Joystick*. DE102012104098 (A1). 2013.
- [9] EHRMAIER, B. *Vorrichtung zur Betätigung einer Fahrgeschwindigkeitssteuereinrichtung für ein Kraftfahrzeug*. DE10238484 (A1). 2004.
- [10] MILECKI, A.; BACHMAN, P. und M., Chciuk. *Control of a small robot by haptic joystick with magnetorheological fluid*. Herausgegeben von POZNAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.
- [11] FURUSHO, J.; SAKAGUCHI, M.; TAKESUE, N. und KOYANAGI, K. *Development of ER Brake and its Application to Passive Force Display*. In: „Journal of Intelligent Material Systems and Structures“ 13.7-8 (2002), Seiten 425–429.
- [12] LI, W.H.; LIU, B.; KOSASIH, P.B. und ZHANG, X.Z. *A 2-DOF MR actuator joystick for virtual reality applications*. In: „Sensors and Actuators A: Physical“ 137.2 (2007), Seiten 308–320.
- [13] SMITH, D.P. *Variable position detent mechanism for a control lever*. US 5809841 A. 17. Okt. 1996.
- [14] HAYES, C. L. *Joystick with spring disconnect*. US 4857881 Ac CA1304653C, EP0349714A2, EP0349714A3.
- [15] ECKERT, G. und KIRCHNER, T. *Dreh- und/oder Drucksteller mit Joystick*. EP1741018 (A1). 2007.
- [16] KOBAYASHI, A.; SHIBAZAKI, K. und FUKUSHIMA, N. *Force feedback input device*. EP 1507191 B1. 2008.
- [17] KERN, T. A. *Engineering haptic devices: A beginner's guide for engineers*. Dordrecht und New York: Springer, 2009. ISBN: 978-3-540-88247-3.
- [18] HONG, Z. T. *Human Factors for the Design of Force-Reflecting Haptic Interfaces*. In: „Dynamic Systems and Control (DSC)“ 55-1 (1994), Seiten 353–359.

-
- [19] KRAUSE, W. *Konstruktionselemente der Feinmechanik*. 3., stark bearb. Aufl. München: Hanser, 2004. ISBN: 3446223363.
- [20] WITTEL, H.; MUHS, D.; JANNASCH, D. und VOSSIEK, V. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Vieweg + Teubner Verlag, 2013. ISBN: 978-3-658-02326-3.
- [21] DIN EN 13906. *Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben - Berechnung und Konstruktion - Teil 1: Druckfedern*. 11/2013.
- [22] GRAEFENSTEIN, H. *Entwicklung einer Konstruktionsmethodik zur Herstellung von Elastischen Elementen mittels additiver Fertigung*. 2013.
- [23] HANSMANN, J.; KAAL, W.; SEIPEL, B. und MELZ, T. *Einstellbares Federelement für Einstellbares Federelement für adaptierbaren Schwingungstilger*. In: „ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift“ 03 2012 (2012), Seiten 242–246.
- [24] ZELL, A.; LEONE, C.; ARCATI, A. und SCHMITT, G. *Aktives Fahrpedal als Schnittstelle zum Fahrer*. In: „ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift“ 112.4 (2010), Seiten 276–279.
- [25] CHCIUK, M.; MILECKI, A. und MYSZKOWSKI, A. *Applications of magnetorheological brakes in manual control of lifting devices and manipulators*. Herausgegeben von IOP PUBLISHING. 11th Conference on Electrorheological Fluids und Magnetorheological Suspensions.
- [26] SAKAGUCHI, M.; FURUSHO, J. und TAKESUE, N. *Passive force display using ER brakes and its control experiments*. In: „Virtual Reality, 2001. Proceedings. IEEE“. 2001, Seiten 7–12. ISBN: 0-7695-0948-7.
- [27] MEISSNER, M. und SCHORCHT, H.J., Herausgeber. *Metallfedern*. VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, 2007. ISBN: 978-3-540-49868-1.
- [28] SERGI, F.; ACCOTO, D.; CARPINO, G.; TAGLIAMONTE, N. L. und GUGLIELMELLI, E. *Design and characterization of a compact rotary Series Elastic Actuator for knee assistance during overground walking*. In: „Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob), 2012 4th IEEE RAS EMBS International Conference on“. 2012, Seiten 1931–1936.
- [29] STEINHILPER, W. und SAUER, B., Herausgeber. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*. Springer-Lehrbuch. Springer Berlin Heidelberg, 2008. ISBN: 978-3-540-76646-9.
- [30] LIDTKE. *EFAS 50*. Abgerufen am 06.02.14. URL: <http://www.liedtke-antriebstechnik.de/de/public/tabelle-efas.html>.
- [31] DOUBLEEINT. *B.55*. Abgerufen am 05.02.14. URL: <http://www.doubleeint.de/bremsen/magnetpulverbremsen.htm>.
- [32] MAGTROL. *CPB-5*. Abgerufen am 04.02.14. URL: http://magtrol.com/brakesandclutches/convectionpowder_brake.html.
- [33] OGURA. *OPB-40N*. Abgerufen am 04.02.14. URL: <http://www.ogura-clutch.com/products.html?category=2\&product=88\&sort=3>.
- [34] FLUDICON. *RheDamp 16*. Abgerufen am 04.02.14. URL: http://www.fludicon.de/download/fludicon_rhedamp16.pdf.
- [35] BANSBACH. *Der elektrorheologische Dämpfer - easyERF*. Abgerufen am 05.02.14. URL: <http://www.bansbach.com/index.php/de/produkte/easyerf>.
- [36] LORD. *RD-8060-1 - 5 Nm TFD Device*. Abgerufen am 05.02.14. URL: <http://www.lordmrstore.com/lord-mr-products/5-nm-tfd-device>.

-
- [37] LORD. *RD-8058-1 - 12 Nm TFD Device*. Abgerufen am 05.02.14. URL: <http://www.lordmrstore.com/lord-mr-products/12-nm-tfd-device>.

A Anforderungsliste

Nr.	F/W	Anforderung	Wert	Quelle
1. Geometrie / Montage				
1.1	F	Grundfläche des Aufbaus	400x250 mm ²	Betreuer
1.2	W	Grundfläche des Aufbaus	200x200 mm ²	Betreuer
1.3	F	Tiefe des Aufbaus	≤ 100 mm	Betreuer
1.4	W	Tiefe des Aufbaus	≤ 60 mm	Betreuer
1.5	W	Vorhandene Montagemöglichkeiten nutzen	Ja	Tobias
1.6	F	Schnittstelle am Joystick J4	Drehachse	Tobias
2. Kinematik / Kräfte				
2.1	F	Drehmoment im Nullpunkt	≥ 2 Nm	Betreuer
2.2	F	Drehmoment bei Vollausschlag	≥ 4 Nm	Betreuer
2.3	W	Drehmoment im gesamten Winkelbereich	≥ 6 Nm	Betreuer
2.4	F	Änderungsrate des Drehmoments	0,05	Betreuer
2.5	W	Änderungsrate des Drehmoments	0,15	Betreuer
2.6	F	Updaterate des Aktors	10 ms	Betreuer
2.7	W	Updaterate des Aktors	2,5 ms	Betreuer
2.8	F	Rastungen möglich	Ja	Aufgabenstellung
2.9	F	Freie Positionierbarkeit der Rastung	im gesamten Arbeitsraum	Aufgabenstellung
2.10	F	Verwendung des Funktionselements	variable Nachgiebigkeit	Aufgabenstellung
2.11	F	Verwendung des Funktionselements	variable Bremse	Aufgabenstellung
3. Sicherheit / Gebrauch / Instandhaltung				
3.1	F	Feedback ermöglicht selbstständige Bewegung des Joysticks aus der Nullposition	Nein	Aufgabenstellung
4. Energie / Signale				
4.1	F	Winkelgenauigkeit	0,05°	Aufgabenstellung
4.2	W	Winkelgenauigkeit	0,01°	Aufgabenstellung
4.3	F	Updaterate des Drehmoments	100 Hz	Aufgabenstellung
4.4	W	Updaterate des Drehmoments	400 Hz	Aufgabenstellung
4.5	F	Statische Kennlinie hinterlegbar	Ja	Aufgabenstellung
4.6	F	Minimale beeinflusste Achsen des Demonstrators	1	Aufgabenstellung
4.7	W	Mehrdimensionale Kennlinie hinterlegbar	Ja	Betreuer

Nr.	F/W	Anforderung	Wert	Quelle
4.8	F	PC Schnittstelle zur Daten- übertragung vorhanden	Ja	Aufgabenstellung
4.10	F	Energieversorgung	12 V DC, $\leq 40\text{ W}$	Betreuer
5. Fertigung				
5.1	F	Budget	$\leq 1000\text{€}$	Auftraggeber

Gelenke verbundene Arme, welche an magnetorheologische Bremsen gekoppelt sind. Die verwendeten Bremsen wurden von der Forschungsgruppe in Vorarbeiten entwickelt. [25]

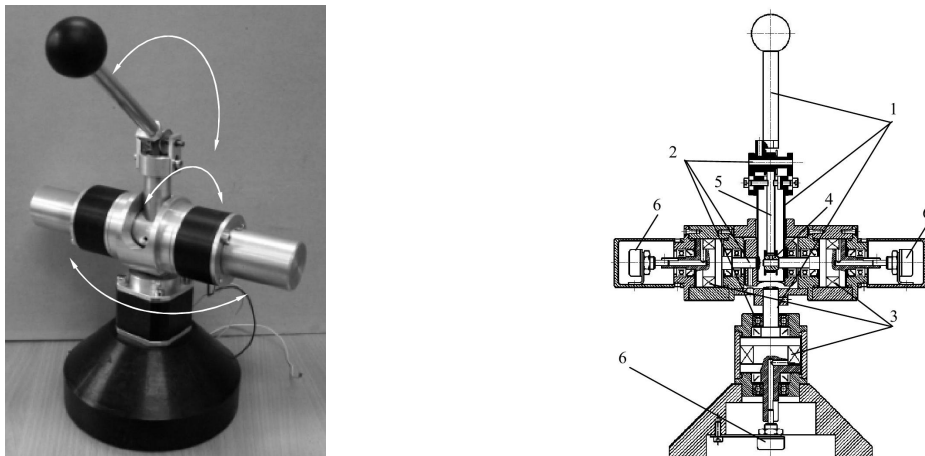


Abbildung B.3.: Hebelmechanismus mit MR-Bremse [10]

Der obere Aufbau des Joysticks ist einem Hebelmechanismus nachempfunden. Der Griff ist um die oberen beiden, im rechten Bild mit (2) markierten Gelenke abwinkelbar und lässt sich als ganzer Aufbau um das untere Gelenk drehen. In jedem Gelenkt sind die mit 3 bezeichneten magnetologischen Bremsen verbaut. Die Bremsen können ein maximales Drehmoment von $3,5 \text{ Nm}$ bei einem Strom von 400 mA aufbringen. Die Reaktionszeit der Bremse liegt bei 500 ms . Eine Übersicht der Kenndaten ist in Tabelle B.1 aufgelistet.

Tabelle B.1.: Spezifikation des Hebelmechanismus

Spezifikation	Wert	Einheit
Bremsentyp	Magnetorheologisch	
max. Drehmoment	3,5	Nm
max. Stromaufnahme	400	mA
Reaktionszeit	500	ms

Force Display auf Basis einer passiven ER-Bremse

Die Forschungsgruppe um Junji Furusho an der Osaka Universität in Japan beschäftigt sich mit elektrorheologischen Materialien. Aus den Forschungsergebnissen ist das in Abbildung B.4 gezeigte passive Force Display mit zwei Freiheitsgraden entstanden [11] [26].



Abbildung B.4.: Force Display auf Basis einer ER-Bremse [11]

Das System verwendet zwei elektrorheologische Bremsen (ER Bremse) die durch eine Riemensübersetzung an eine Parallelkinematik angekoppelt sind. Eine ER Bremse kann ein Drehmoment von bis zu $6,3 \text{ Nm}$ auf eine Achse der Parallelkinematik aufbringen. Elektrorheologische Materialien haben ein ähnliches Verhalten wie magnetorheologische Materialien, jedoch ist die Viskosität abhängig von dem umgebenden elektrischen Feld. Die Bremsen werden bei bis zu 3 kV betrieben. Die Reaktionszeit der Bremse liegt bei etwa 10 ms . Eine Übersicht der Kenndaten ist in Tabelle B.2 aufgelistet.

Tabelle B.2.: Spezifikation des Force Display auf Basis einer ER-Bremse

Spezifikation	Wert	Einheit
Bremsentyp	Elektrorheologisch	
max. Drehmoment	6,3	Nm
max. Spannung	3	kV
Reaktionszeit	ca 10	ms

Joysticks auf Basis einer passiven MR-Bremse

Bei dem Joystick aus Abbildung B.5 handelt es sich um ein Forschungsprojekt der University of Wollongong, Australien. Der Joystick ist über zwei scheibenförmige Bremsen auf magnetorheologischer Basis mit haptischem Feedback versehen.

Im Inneren der scheibenförmigen Bremse sind die Spulen untergebracht. Auf der Joystickachse ist ein Rotationskörper montiert. Zwischen dem Rotationskörper und dem Gehäuse ist ein Spalt von 1 mm , der mit einer magnetorheologischen Flüssigkeit gefüllt ist. Bei einem maximalen Strom von 2 A durch die 95 Windungen starke Spule wird ein Drehmoment Wider-

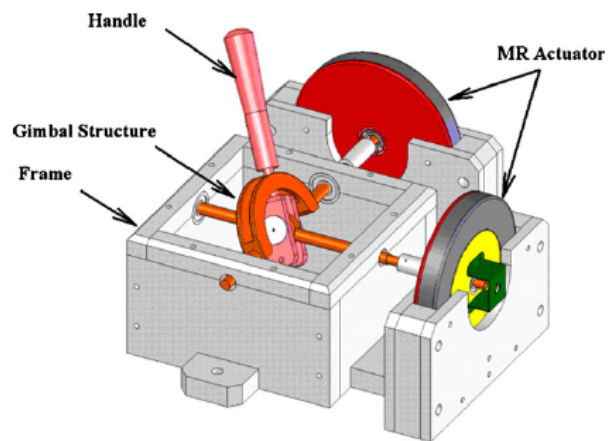


Abbildung B.5.: CAD Zeichnung des Joysticks auf Basis einer MR-Bremse [12]

stand von 7 Nm aufgebaut. Eine Übersicht der Kenndaten ist in Tabelle B.3 aufgelistet.

Tabelle B.3.: Spezifikation des Joysticks auf Basis einer MR-Bremse

Spezifikation	Wert	Einheit
Bremsentyp	Magnetorheologisch	
max. Drehmoment	7	Nm
max. Strom	2	A

Variable Arretierung

Das in Abbildung B.6 schematisch dargestellte Patent zeigt eine positionsunabhängige Rastfunktion.

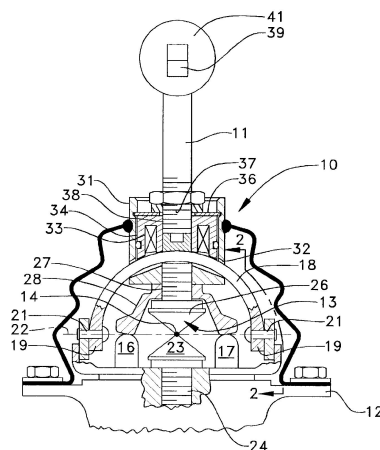


Abbildung B.6.: Schematischer Aufbau [13]

Am Hebel des Joysticks (11) ist dazu eine Spule (33) montiert. Diese erzeugt einen magnetischen Fluss durch die Führung (18), in der sich der Hebel bewegen kann. Der Magnetische

Fluss führt zu einer Krafteinwirkung auf die Führung und kann den Joystick in einer beliebigen Position entlang der Führung **arretieren**. Durch zwei Federn, die in der Abbildung als verstärkte Linien von der Bodenplatte (12) zur Einfassung der Spule (10) führen, kann zudem eine **Nullstellung** realisiert werden.

Joystick mit Rückstellung und reibungsbasierter Arretierung

Ein zwischen Federrückstellung und reibungsbasierender Arretierung umschaltbarer Joystick ist in Abbildung B.7 abgebildet. Die Federrückstellung ist in der linken Abbildung dargestellt, während die reibungsbasierte Arretierung des Joysticks in der rechten Abbildung gezeigt ist.

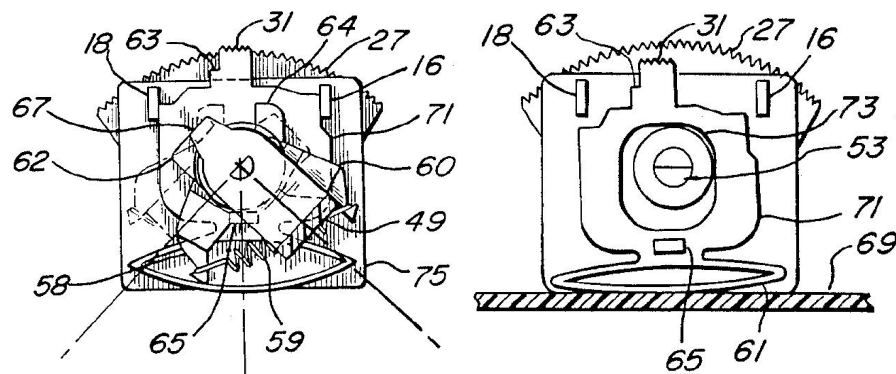


Abbildung B.7.: Ausgelenkte Feder [14]

Auf der Drehachse des Joysticks sind mehrere Bauelemente angebracht. Element 58 und 60 bilden einen scherenartigen Aufbau um die Drehachse des Joysticks. Die beiden äußeren Beine der Scherenelemente werden durch eine Feder (59) vorgespannt. Zwischen den beiden Scherenbacken ist ein Anschlag (65), welcher auf der beweglichen Rückwand (71) befestigt ist. Der Anschlag liegt im **Rückstellmodus** direkt an mindestens einer Scherenbacke an. Durch Auslenkung des Joysticks wird ein fest auf der Achse montierter Hebel (49) bewegt. Dieser lenkt, im auf dem linken Bild dargestellten, ausgelenkten Fall eine der beiden Scherenbacken aus. Durch die an den äußeren Enden der Backen befestigte Feder entsteht eine entgegen der Auslenkung wirkende Kraft.

Die **reibungsbasierte Arretierung** des Joysticks ist in der rechten Abbildung zu sehen. Am Taster (31) kann die Rückwand (71) vom Benutzer entgegen der von einer Blattfeder (61) aufgebrachten Kraft heruntergedrückt und unter einer Funktionsarretierung (18 bzw. 16) festgeklemmt werden. Der auf der Rückwand (71) angebrachte Anschlag (65) wird in eine Position gebracht, in der kein Kontakt mehr mit den Scherenbacken (58, 60) besteht. Dadurch können die durch die Feder (59) zusammengehaltenen Scherenbacken (58, 60) mit der Joystickachse mitdrehen. Auf den Joystick wirkt bei Auslenkung keine Kraft mehr in Richtung Nullstellung ein und die Haftreibung des Systems lässt den Joystick bei fehlender Nutzereingabe in der Lage verweilen.

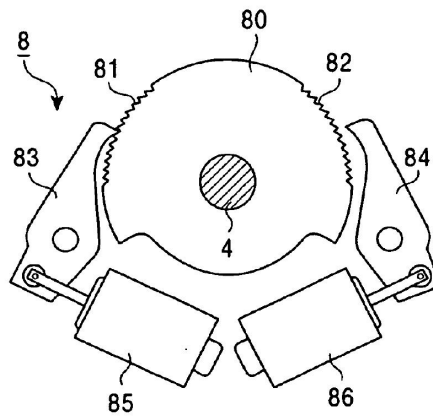


Abbildung B.9.: Joystick mit Rastfunktion Patentskizze [16]

An der Drehachse des Joysticks (4) ist eine Scheibe (80) montiert, deren Außenrand mit sägezahnförmigen Ausschnitten (81,82) versehen ist. Zwei elektrische Antriebe (85,86) können unabhängig voneinander eine Rastung (83,84), in die auf der Achse des Joystick befestigten Scheibe, verfahren. Durch die sägezahnförmige Ausführung sperrt jeder Aktor nur eine Richtung. Damit kann eine Rastung in eine beliebige Richtung realisiert werden. Durch Verwendung der beiden Aktoren kann der Joystick zudem in einer beliebigen Position gehalten werden.

C Ergänzung zur Konzeption

In diesem Kapitel werden Ergänzungen zur Konzeption vorgestellt.

C.1 Bewertung und Teillösungen

C.1.1 Teillösungen Federspannung erzeugen

In diesem Kapitel werden weitere Lösungen zur Erzeugung und Veränderung der Federspannung vorgestellt.

Lösung FE 2 - Blattfeder

Die Drehachse des Joysticks wird verlängert und eine Blattfeder wird radial fest mit der Joystickachse verbunden. Die Blattfeder ist am oberen Ende fest eingespannt. Ein Verdrehen der Joystickachse führt bidirektional zu einer Verbiegung der Blattfeder und somit zu einem reaktiven Moment M_R . Der Verlauf der Biegung ist in Abbildung C.1(b) dargestellt. Zusätzlich zu der Auslenkung in horizontaler Richtung führt das Verdrehen der Joystickachse zu einem veränderten Austrittswinkel. Eine Beschreibung mit den gängigen Biegefällen ist somit nicht möglich. Der Verlauf einer zweiseitig fest eingespannten Biegefeder ist in Abbildung C.1(c) dargestellt. Durch die Betrachtung dieses Biegefalls auf Höhe der Joystickachse kann eine Annäherung an den gewünschten Fall erfolgen. Die Abhängigkeit des Reaktionsmoment M_R von den Abmessungen ist in Gleichung C.2 gezeigt. Die Federkraft der zweiseitig eingespannten Biegefeder wirkt als horizontale Kraft auf die Achse. Durch $F_\varphi = \frac{F}{\cos(\varphi)}$ und $M_R = r_A \cdot F_\varphi = \frac{r_A \cdot F}{\cos(\varphi)}$ kann das Drehmoment der Joystickachse berechnet werden.

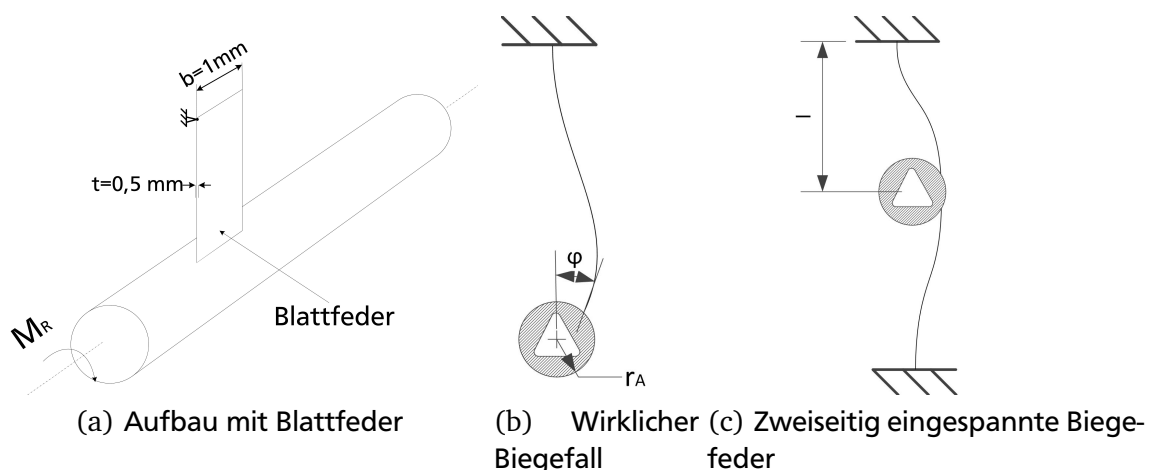


Abbildung C.1.: FE 2 - Blattfeder

Tabelle C.1.: Erforderliche Länge der Blattfeder der l bei Federanordnung FE 2

W/F	Winkel <i>grd</i>	Moment <i>Nm</i>	l <i>mm</i>
F	2	2	4,83
W	2	6	3,35
F	20	4	8,37
W	20	6	7,31
F	20	0,5	16,73

$$s = r_A \cdot \sin(\varphi)$$

$$F = \frac{16Ebt^3}{(2l)^3} \cdot s \quad (\text{C.1})$$

$$M_R = \frac{16Ebt^3}{(2l)^3} \cdot \frac{r_A^2 \cdot \sin(\varphi)}{\cos(\varphi)} \quad (\text{C.2})$$

In Tabelle C.1 ist die benötigte Länge der Blattfeder für die vorgegebenen Abmessungen aufgelistet. Die Blattfeder ist mit einer Breite $b = 5 \text{ mm}$ und einer Dicke $t = 0,5 \text{ mm}$ angenommen. Der Radius der Joystickachse beträgt $r_A = 5 \text{ mm}$. Die benötigte Länge der Blattfeder liegt zwischen $4,38 \text{ mm}$ und $16,73 \text{ mm}$ und lässt sich im Arbeitsraum realisieren.

Lösung FE 3 - Schenkelfeder

Die Verwendung einer Schenkelfeder zur Erzeugung eines Drehmoments ist in Abbildung C.2 gezeigt. Auf der Joystickachse ist ein, die Schenkelfeder umschließendes Gehäuse, (grau schraffiert) montiert. Die Enden der Schenkelfeder sind durch zwei Anschläge an der weiteren Auslenkung gehindert. Bei Verdrehen der Joystickachse im Uhrzeigersinn lenkt das Gehäuse den rechten Schenkel der Schenkelfeder nach links aus. Der linke Schenkel wird durch den linken Anschlag blockiert. Durch die Feder wird eine Kraft auf das Gehäuse in Richtung des rechten Anschlags aufgebracht, welches in dem Drehmoment M_R resultiert.

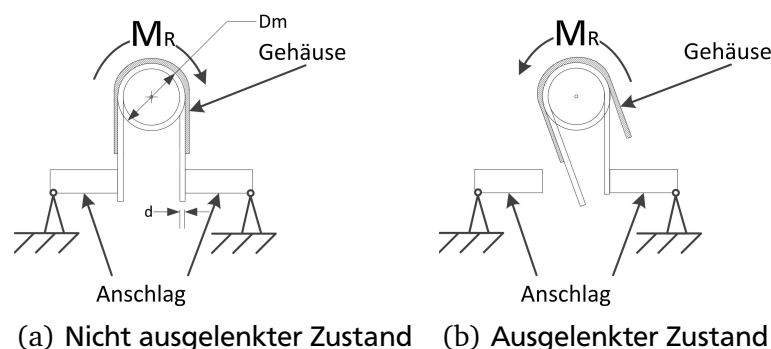


Abbildung C.2.: Lösungsvorschlag FE 3

Das Reaktionsmoment M_R berechnet sich durch die Gleichung C.3. Dabei ist zu beachten, dass das Moment unabhängig von der Länge der Schenkel ist, jedoch nur über den Windungsdurchmesser D_m , die Windungsdicke d und die Anzahl der Windungen n verändert werden kann. In Tabelle C.2 ist die Anzahl der benötigten Windungen aufgelistet, die für eine festgelegte Geometrie zu dem geforderten Drehmoment führt.

Tabelle C.2.: Erforderliche Federsteifigkeit c bei Federanordnung FE 3

W/F	Winkel <i>grd</i>	Moment <i>Nm</i>	c <i>Nm/grd</i>	n
F	2	2	1,00	2,58
W	2	6	3,00	0,86
F	20	4	0,20	12,88
W	20	6	0,30	8,58
F	20	0,5	0,03	103,00

$$M_R = \frac{E\pi d^4}{64 \cdot l \cdot \varphi} \quad (C.3)$$

$$\text{mit } l = \pi \cdot D_m \cdot n$$

$$d = 2 \text{ mm}$$

$$D_m = 20 \text{ mm}$$

Die Anzahl der Windungen zur Erfüllung der Rastung (0,5 Nm bei 20°) führt bei einem Windungsdurchmesser von 2 mm zu einer 206 mm langen Feder. Aus diesem Grund eignet sich die Schenkelfeder nicht für die Anwendung in dieser Arbeit.

Lösung FE 4 - Rollfederantrieb

Der Lösungsvorschlag in Abbildung C.3 beschreibt die Erzeugung eines Drehmoments über das Prinzip des Rollfederantriebs. Die Enden der zwei Rollfedern sind in der Nullposition mit dem Gehäuse verbunden. Ein steifer Hebel lenkt, je nach Richtung der Joystickbewegung, eine der Rollfedern aus. Die Rollfeder wickelt sich abhängig von der Auslenkung ab und erzeugt eine Kraft in Richtung der Nullstellung. Besonderheit des Rollfederantriebs ist, dass die Federkraft, wie in Abbildung C.3(b) gezeigt, unabhängig von der Auslenkung nahezu konstant bleibt.

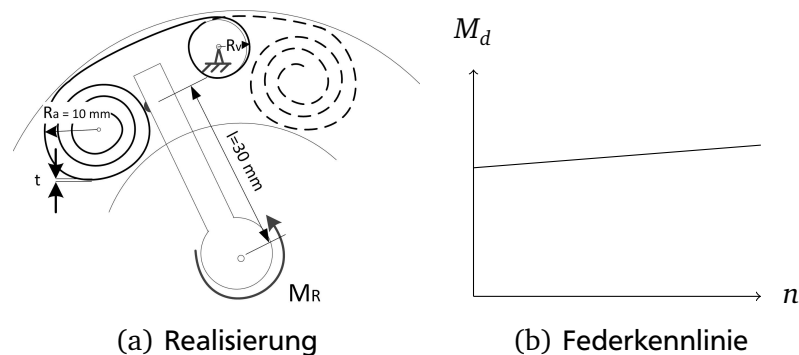


Abbildung C.3.: FE 4 - Rollfederantrieb

Der Rollfederantrieb kann als sogenannter A-, oder B-Motor realisiert werden. Die Unterscheidung beschreibt die Richtung der Wickelung auf der Vorratsrolle. Ist die Wickelrichtung gegenläufig handelt es sich um einen A-Motor, bei gleichsinniger Wickelung um einen B-Motor. Das Moment an der Abtriebsrolle ist in Gleichung C.4 gegeben [19, S. 315] [27, S. 200]. Dabei erfolgt bei A-Motoren eine Addition und bei B-Motoren eine Subtraktion im oberen Term.

$$M_a = \frac{Ebt^3 \cdot \left(\frac{1}{R_a} \pm \frac{1}{R_v}\right)^2 \cdot R_v}{26,4} \quad (C.4)$$

Mit dem in [19, S. 315] vorgeschlagenen Radius der Vorratstrommel

$$R_v = \frac{3}{5}R_a = 6 \text{ mm}$$

ergibt sich für das Drehmoment an der Joystickachse:

$$M_R = \frac{Ebt^3 \cdot \left(\frac{1}{R_v} + \frac{1}{R_a}\right)^2 \cdot l}{26,4} = 10,4 \text{ Nm} \quad (\text{C.5})$$

Die Länge des Auslegers, an dem die Rollfeder angreift, ergibt sich zu 30 mm damit der Aufbau in den Abmessungen der Vergleichslösungen bleibt. Für die Materialstärke der Feder wird $t = 0,5 \text{ mm}$ und eine Breite $b = 5 \text{ mm}$ angenommen. Damit ergibt sich an der Joystickachse ein Moment $M_R = 10,40 \text{ Nm}$, welches die Anforderungen und Wünsche weit überschreitet. Die Lösung des Rollfederantriebs führt jedoch hinsichtlich des Teilproblems „Federkennlinie ändern“ zu einem konstruktivem Mehraufwand.

Lösung FE 6 - Torsionsstab

An der Joystickachse wird ein Torsionsstab angebracht, dessen Ende fest eingespannt ist. Ein Verdrehen des Stabes führt zu einem Reaktionsmoment M_R , welches abhängig von der Geometrie des Stabes ist.

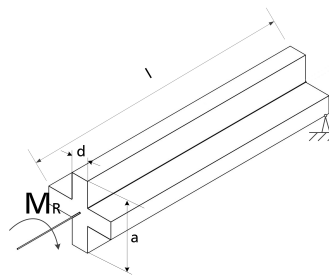


Abbildung C.4.: FE 6 - Torsionsstab

Aus dem Wert für die Federkonstante c_φ werden die geometrischen Abmessungen abgeschätzt. Das Schubmodul ist in Unterunterabschnitt 2.6.1 mit $G = 79,23 \text{ kN/mm}$ festgelegt. Es wird für eine feste Höhe $a = 10 \text{ mm}$ und Materialstärke $d = 0,1 \text{ mm}$ die Länge l berechnet, die für die Erzeugung des Reaktionsmoment M_R notwendig ist. Die Abmessungen wurden bewusst kleiner als der Bauraum gewählt, um die Länge gering zu halten.

Tabelle C.3.: Erforderliche Federsteifigkeit c bei Federanordnung FE 6

W/F	Winkel grad	Moment Nm	c Nm/grad	l mm
F	2	2	1,00	1115943,80
W	2	6	3,00	371981,27
F	20	4	0,20	5579719,00
W	20	6	0,30	3719812,67
F	20	0,5	0,03	44637752,03

$$\text{mit } c_\varphi = \frac{G \cdot I_p}{l}$$

$$\text{und } I_p = [a^3 + (a - d) \cdot d^2] \frac{d}{12}$$

$$= 8,33 \text{ mm}^4$$

$$l = \frac{G \cdot [a^3 + (a - d) \cdot d^2] \cdot d}{12 \cdot c_\varphi} \quad (\text{C.6})$$

Aus der Tabelle C.3 ist ersichtlich, dass die Abmessungen des Torsionsstab den vorgegebenen Bauraum um ein vielfaches überschreiten. Damit kann das Reaktionsmoment nicht durch einen Torsionsstab erzeugt werden.

Lösung FE 7 - Flachformfeder

Mehrere Federstrukturen aus dünnem Federbandstahl werden zwischen einem Außengehäuse und der Joystickachse befestigt. Die Blattfederstrukturen werden bei Rotation der Achse ausgelenkt und führen zu einem reaktiven Moment M_R . Diese Anordnung wurde in [28] genutzt. Jedoch tritt bei geringer Verdrehung der Joystickachse eine Berührung der einzelnen Federlamellen auf. Daher ist diese Federstruktur in der vorliegenden Arbeit nicht verwendbar.

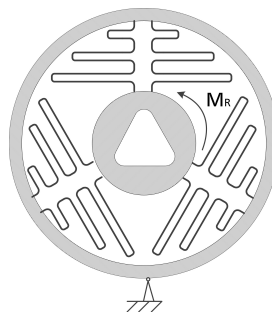
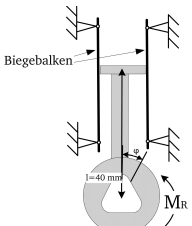
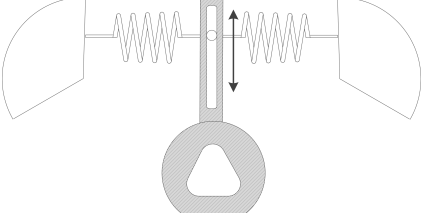


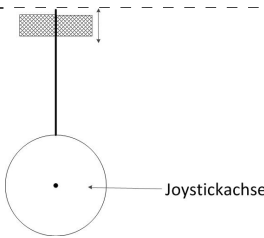
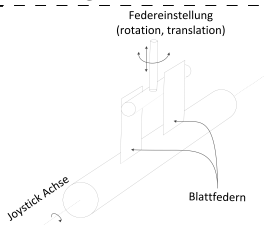
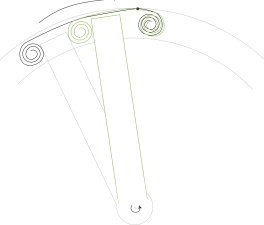
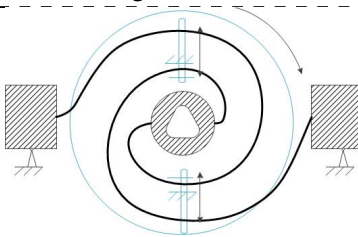
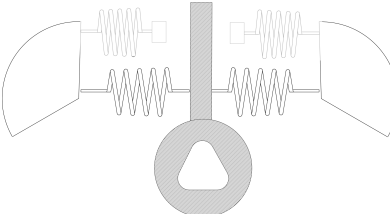
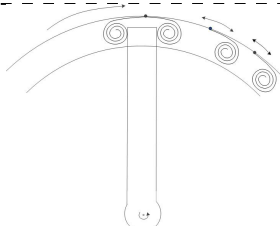
Abbildung C.5.: FE 7 - Flachformfeder

C.1.2 Teillösungen Federspannung verändern

In diesem Kapitel werden Lösungen zur Veränderung der Federspannung betrachtet. Falls diese sich nicht durch direkte Variation von einzelnen Parametern der Federgeometrie erreichen lassen, erfolgt eine detailliertere Betrachtung.

Tabelle C.4.: Übersicht der Teillösungen Federspannung verändern

Lösung	Abbildung	bezieht sich auf Lösung	Kraftänderung durch
FV 5.1		FE 5 - Abbildung 2.11	Veränderung der Länge zwischen Krafteinleitung durch Hebel und einem Auflagepunkt
FV 0.5		FE 0 - Abbildung 2.9	Änderung des wirksamen Hebels durch vertikales Verschieben der Federn

Lösung	Abbildung	bezieht sich auf Lösung	Kraftänderung durch
FV 2.2		FE 2 - Abbildung C.1	Änderung des wirksamen Hebels durch vertikales Verschieben der Einspannung
FV 2.3	Erläuterung in C.4		
FV 2.1		FE 2 - Abbildung C.1	Rotation des Querstabs wie bei Lösung FV 2.3. Zusätzliche Änderung der Höhe des Querstabs
FV 4.1		FE 4 - Abbildung C.3	Mehrere parallele Stäbe und Federn in Nullstellung, welche während der Auslenkung zugeschaltet werden können
FV 0.3	Erläuterung in Unterunterabschnitt C.4		
FV 1.2		FE 1 - Abbildung 2.10	Verkürzen der wirksamen Federlänge durch Klemmbauteile; Klemmen an jeder Position der Feder durch Rotation möglich
FV 0.6		FE 0 - Abbildung 2.9	Parallele Federn, welche ab bestimmten Winkel eingekoppelt werden.
FV 4.2		FE 4 - Abbildung C.3	Zusätzliche Rollfedern, die entlang des Bogens verschoben werden können.

Analyse des Lösungsvorschlags FV 0.3

Die, in Abbildung C.6 gezeigte Lösung bringt eine Federkraft über einen Hebel als Drehmoment auf die Joystickachse auf. Die Enden der Spiralfedern sind an einer Motorwelle befestigt. Entgegen der ersten Vermutung stellt sich heraus, dass die Federspannung durch Verdrehen der Einspannung nicht verändert werden kann. Schraubenzugfedern und Schrau-

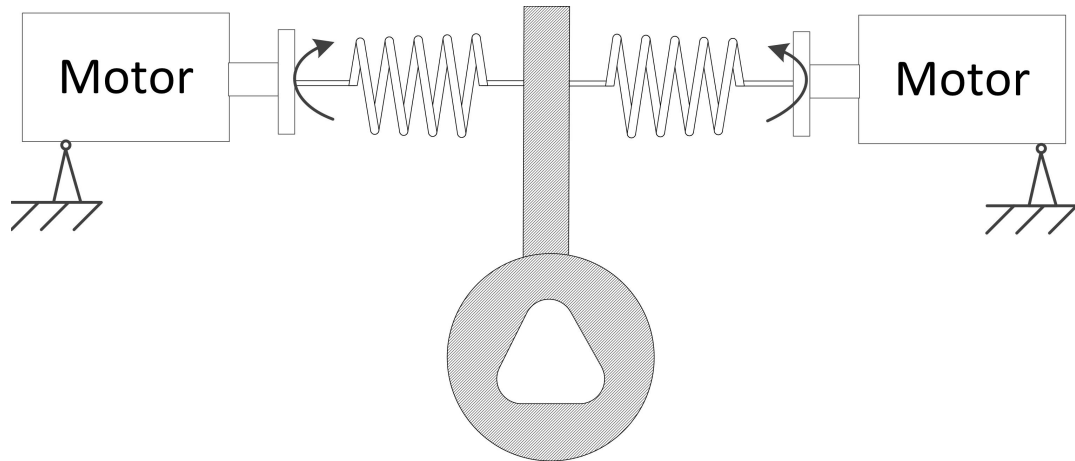


Abbildung C.6.: Teillösung FV 0.3

bendruckfedern werden durch eine axial wirkende Kraft ausgelenkt. Diese axiale Kraft teilt sich, wie in Abbildung C.7 gezeigt, in eine Kraft längs des Drahtes F_L und eine Kraft quer zum Draht F_Q auf. Durch die Querkraft wird eine Torsions- und Scherbeanspruchung verursacht. Die Längskraft führt zu einer Zug- bzw Druckkraft sowie eine Biegebeanspruchung, die bei kleiner Windungssteigung α_w zu vernachlässigen ist. Die Federkraft entsteht somit hauptsächlich durch die Torsionsbeanspruchung, welche durch M_t dargestellt ist. Der Zusammenhang zwischen Federkraft und Federweg ist über

$$s = \frac{M_t \cdot l_F}{G \cdot I_t} \frac{D_m}{2} \approx \frac{8 \cdot F \cdot D_m^3}{G \cdot d^4} \cdot n$$

gegeben.

Die Motoren in Abbildung C.6 bringen ein zusätzliches Drehmoment auf M_b der Schraubensfeder auf. Dieses führt zu einem Abwickeln des Federdrahtes und somit zu einer Vergrößerung des Federdurchmessers D_m bei gleichzeitiger Reduzierung der Windungszahl.

Analyse des Lösungsvorschlags FV 2.3

Bei dem Lösungsvorschlag in Abbildung C.8 handelt es sich um zwei fest mit der Joystickachse verbundene Blattfedern. Ein um seinen Mittelpunkt drehbaren Stab stellt den Kontaktpunkt zwischen Blattfedern und Gehäuse dar. Durch Verdrehen der Joystickachse werden die Blattfedern am Kontaktpunkt des Querstabs ausgelenkt und bringen ein reaktives Drehmoment auf die Joystickachse auf. Durch Verdrehen des Querstabs können die Blattfedern zusätzlich vorgespannt werden.

Um das Verhalten der Anordnung zu analysieren werden die Federn einzeln betrachtet. In Abbildung C.9 sind die Winkel-zu-Drehmoment-Kennlinie der linken und rechten Blattfeder

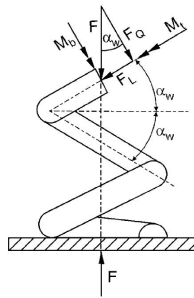


Abbildung C.7.: Aufteilung einer axial wirkenden Kraft längs des Drahtes einer Schraubendruckfeder [29, S.249]

abgebildet. Durch Verdrehen des Querstabes wird der Beginn der ansteigenden Federkennlinie in positive und negative Richtung der Winkelauslenkung verschoben. Die Antwort des Gesamtsystems in Abbildung C.9 ergibt sich aus der Addition der einzelnen Federkennlinien.

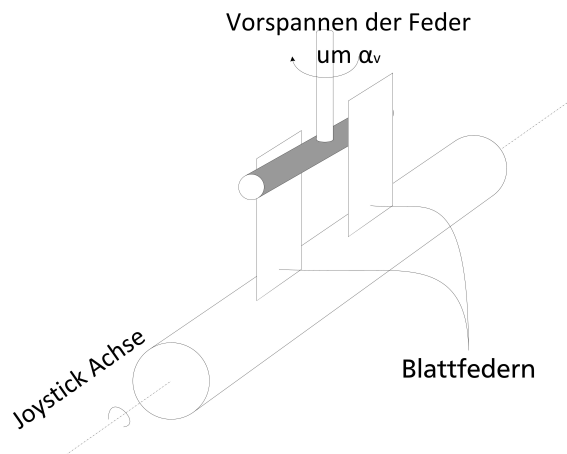


Abbildung C.8.: Teillösung FV 2.3

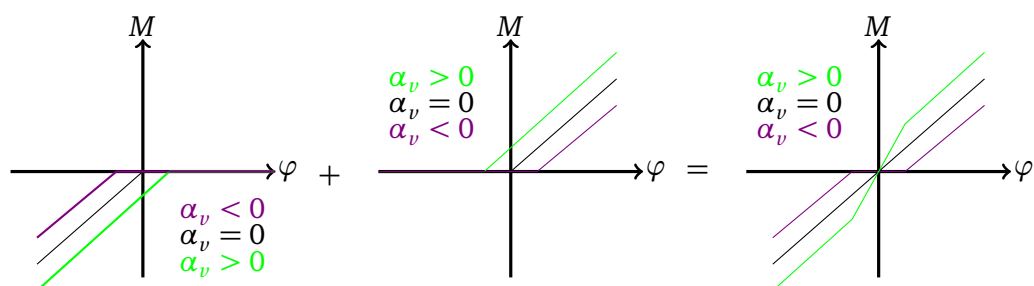


Abbildung C.9.: Ermittlung der Kennlinie des Systems bei gleichzeitiger Vorspannung der Blattfedern um α_v durch Betrachtung der linken und rechten Blattfeder

Aus der Kennlinie ist ersichtlich, dass bei einer Verdrehung des Querbalken um einen Winkel $\alpha_v < 0$ kein Reaktionsmoment um den Nullpunkt existiert und somit keine intrinsische Sicherheit gewährleistet ist. Bei Vorspannung um $\alpha_v > 0$ kann eine Veränderung der Kenn-

linie hervorgerufen werden. Die Steigung der Kennlinie kann auf Grund des symmetrischen Aufbaus jedoch nur **zwei Werte** annehmen.

K.O.-Kriterien: Federspannung erzeugen und verändern

K.O.1 Schließt Lösungen aus, bei denen die Nachgiebigkeit von nur einer Bewegungsrichtung verändert werden kann.

K.O.2 Kann die Federkraft nur im Stillstand oder durch Austauschen von Komponenten verändert werden, ist diese Lösung nicht geeignet.

K.O.3 Kann im Falle eines Fehlers der Aktorik oder Steuerung eine Bewegung ausgeführt werden, die als Benutzereingabe registriert werden kann, ist dieses System nicht intrinsisch sicher.

K.O.4 Die Bewegung des Joysticks erfolgt mit positiver und negativer Winkelauslenkung. Die Nachgiebigkeit muss für beide Richtungen ein Reaktionsmoment am Joystick erzeugen. Hebt die Nachgiebigkeit für die positive Winkelauslenkung den Effekt der Nachgiebigkeit für die negative Winkelauslenkung auf, kann die Lösung nicht verwendet werden.

K.O.5 Kann eine Nachgiebigkeit das benötigte Moment und die benötigte Federsteifigkeit nur erreichen, wenn dessen Abmessungen den Bauraum überschreiten, ist diese Lösung nicht verwendbar.

K.O.6 Ist es im begrenzten Zeitrahmen der Arbeit nicht möglich, ein mathematisches Modell für die Veränderung der Nachgiebigkeit zu erstellen, so ist diese Lösung auszuschließen.

Tabelle C.6.: K.O. Kriterien Federspannung erzeugen und verändern

Name	Kriterium
K.O.1	Federkraft in positiver und negativer Winkelauslenkung Veränderbar
K.O.2	Federkraft während des Betriebs veränderbar
K.O.3	Konstruktion erfüllt Anforderungen für intrinsisch sicheren Betrieb
K.O.4	Keine Aufhebung der veränderten Federspannung durch symmetrischen Aufbau
K.O.5	Moment und Federsteifigkeit kann in den Abmessungen des Bauraums realisiert werden
K.O.6	Im Rahmen einer Bachelorarbeit mathematisch beschreibbar

Tabelle C.7.: Bewertung der Teillösungen Federspannung verändern

Lösung	Niedrige Anzahl benötigten Akteuren	Hohe Anzahl an darstellbaren Federsteifigkeiten	Großes Verhältnis von Veränderung der Federsteifigkeit zu Stellweg	Identische Federkennlinie für positive und negative Winkelauslenkung	Abschwächung der Federsteifigkeit	Steuergröße unabhängig von der Joystickposition	Frei der Wel- le mon- tierbar	Summe
FV 5.1	2	1	3	1	1	1	1	10
FV 0.5	2	1	2	1	1	1	1	9
FV 2.2	0	1	3	1	1	1	1	8
FV 2.1	0	1	3	1	1	1	1	8
FV 2.3	2	0	1	1	1	1	1	7
FV 4.1	3	0	1	1	1	0	1	7
FV 0.3	1	1	0	1	1	1	1	6
FV 1.2	0	1	1	1	1	0	1	5
FV 0.6	1	0	1	1	0	1	1	5
FV 4.2	0	0	1	1	0	0	1	3

C.1.3 Lösung des Teilproblems Bremse

Die Lösung für das Funktionselement Bremse setzt sich durch Lösungen für das Bremsprinzip und den Antrieb des Bremsaufbaus zusammen. Im Folgenden werden die unterschiedlichen Lösungsmöglichkeiten für das Bremsprinzip vorgestellt und bewertet. Bei der Bewertung fließt die benötigte Aktorik ein. Diese ist jedoch bei den Prinzipskizzen nicht eingezeichnet.

BP 6.1 - Elektrorheologische Bremse: Bei einer elektrorheologischen Bremse befindet sich die Welle in einem Gehäuse, welches mit einer elektrorheologischen Flüssigkeit (ERF) gefüllt ist. Durch anlegen einer Hochspannung bildet die ERF Ketten zwischen Welle und Gehäuse und somit zu einer kraftschlüssigen Verbindung.

BP 7.1 - Magnetorheologische Bremse: Bei einer magnetorheologischen Bremse wird die Viskosität, einer Suspension durch ein magnetisches Feld verändert. Diese Suspension befindet sich zwischen der Welle und dem Gehäuse und führt wie bei BP 6.1 zu einer kraftschlüssigen Verbindung.

BP 8.1 - Partikelbremse: Eine Partikelbremse oder Magnetpulverbremse besteht aus einer in einem Gehäuse eingefassten Welle. Zwischen Gehäuse und Welle befindet sich ein magnetisches Pulver. Durch Anregung einer im Gehäuse verbauten Spule, bildet das Magnetpulver kettenartige Strukturen zwischen Welle und Gehäuse, was zu einer kraftschlüssigen Verbindung führt.

BP 1.1 - Einfachbackenaußenradialbremse und **BP 1.2 - Doppelbackenaußenradialbremse** (Abbildung C.11) stellen eine mechanische Reibbremse dar, bei der durch einen bzw. zwei von außen gegen eine Welle gepressten Bremskörpern eine Reibkraft erzeugt wird.

BP 1.3 - Doppelbackeninnenradialbremse, auch bekannt als Trommelbremse erzeugt eine Reibkraft durch zwei innenliegende Bremsbacken, welche gegen einen umlaufenden Rotationskörper gepresst werden.

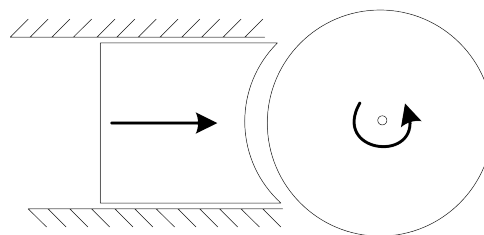


Abbildung C.10.: Einfachbackenaußenradialbremse BP 1.1

Bei **BP 3.1 - Scheibenbremse einfach** (Abbildung C.12(a)) wird ein Bremsmoment durch das Anpressen einer an der Welle montierten Fläche gegen ein feststehendes Element erzeugt.

BP 2.1 - Kegelmutterbremse: Durch die Verwendung eines Kegelstumpfes an der Welle sowie eines entsprechenden Gegenstücks, kann die Reibfläche vergrößert werden.

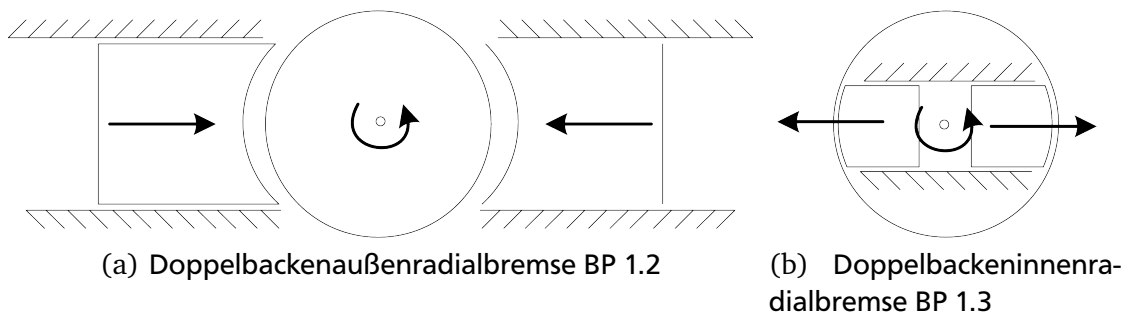


Abbildung C.11.: Lösungen für Radialbremsen

BP 3.3 - Lamellenbremse: Eine Vergrößerung der Reibfläche kann auch durch die Verwendung von n an der Welle angebrachten Lamellen sowie deren Gegenstücke ermöglicht werden.

BP 3.3 - Scheibenbremse doppelt: Zwei Bremskörper werden von außen gegen eine auf der Welle montierte Scheibe gepresst.

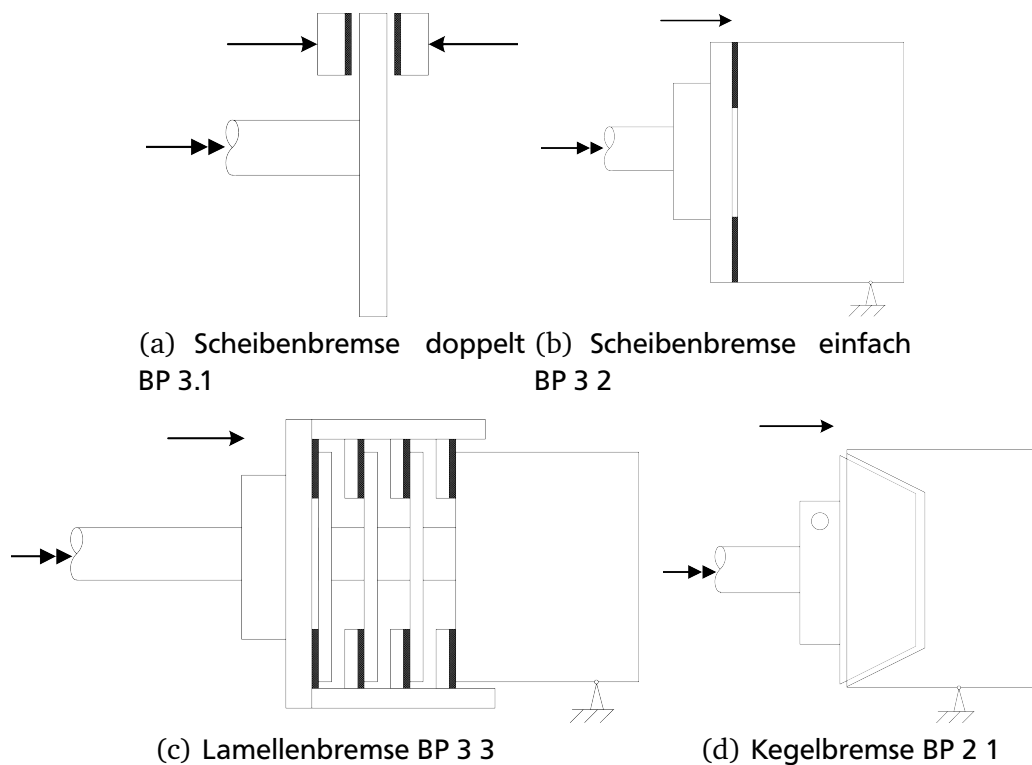


Abbildung C.12.: Lösungen für Axialbremsen

BP 4.1 Außenbandradialbremse: (Abbildung C.13) Durch ein über die Welle laufendes Band wird durch eine, am Ende des Bandes angreifende Kraft eine Reibkraft zwischen Band und Welle, erzeugt.

BP 4.2 Innenbandradialbremse: Ein im Inneren eines umlaufenden Rotationskörpers angebrachtes Band wird durch eine am Ende des Bandes angreifende Kraft gegen den Rotationskörper gepresst. An den Verbindungsstellen entsteht eine Reibkraft.

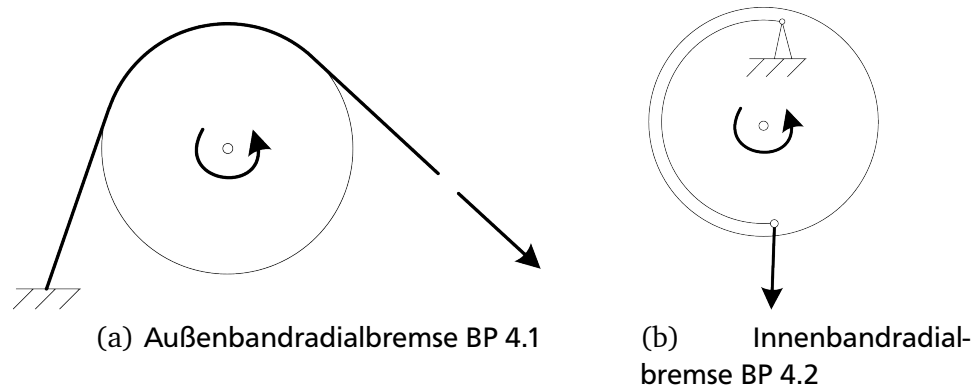


Abbildung C.13.: Lösungen für Bandbremsen

BP 5.1 Kolbendämpfer: (Abbildung C.14) An der Welle ist ein Schieber befestigt, welcher sich auf einer kreisförmigen Bahn innerhalb eines Kolben bewegt. Die durch den Schieber getrennten Kolbenteile sind über ein Ventil miteinander verbunden und mit einer Flüssigkeit gefüllt. Durch Begrenzen des Volumenstroms durch das Ventil erfolgt eine Dämpfung der Welle.

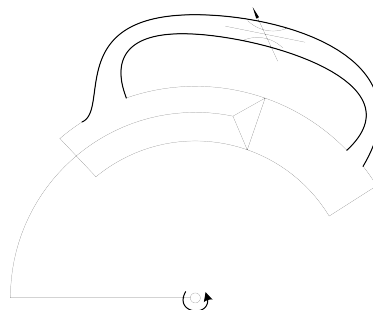


Abbildung C.14.: Kolbendämpfer BP 5.1

Folgende Bewertungskriterien wurden erarbeitet.

Es tritt kein Stick-Slip-Effekt auf: Der Stick-Slip-Effekt beschreibt den Übergang von Haftung zu Reibung zwischen zwei Festkörpern. Wird ein Festkörper aus dem Stillstand bewegt, muss die Kraft erhöht werden bis die Haftung überwunden ist. Ab diesem Punkt ist eine deutlich geringere Kraft aufzubringen, welche die Bewegung aufrecht erhält, was wiederum zu einem Sprung in der Geschwindigkeit des Körpers bei gleichbleibender Kraft führt. Als Benutzer wird der Stick-Slip-Effekt als Ruckeln wahrgenommen. Für das Haptische Feedback des Joysticks ist dieser Effekt eine schwer auszugleichende Beeinträchtigung und soll vermieden werden. Daher werden Lösungen bei denen kein Stick-Slip-Effekt auftritt bevorzugt.

Kein Positionstracking notwendig: Es ist wünschenswert, dass die zugeführte Bremsenergie einen linearen Zusammenhang zu der abgegebenen Bremsleistung aufweist. Systeme bei

denen ein Bremskörper gegen die zu bremsende Welle gepresst wird, erzeugen Abrieb, der das Nachführen des Bremskörpers erforderlich macht. Somit wird eine Sensorik benötigt, mit der die Anpresskraft des Bremskörpers konstant gehalten wird. Systeme bei denen kein Abrieb erfolgt, sind somit einfacher zu konstruieren und anzusteuern und werden daher positiv bewertet.

Frei auf der Welle montierbar: Sowohl Bremssystem als auch die Nachgiebigkeit müssen an der Welle des Joysticks befestigt werden. Bremssysteme, deren Platzierung nur am Ende der Welle möglich sind, schränken die Kombinierbarkeit mit anderen Teilproblemen ein und sind somit schlechter zu bewerten.

Kurze Stellzeit: In der Anforderungsliste wird gefordert, dass die Updaterate des Aktors kleiner als 10 ms ist. Das bedeutet, dass eine gewünschte Änderung weniger als 10 ms benötigt, um von der Aktorik umgesetzt zu werden. Bei manchen Systemen ist dies durch Auslegung des Aktors anpassbar, während andere Systeme material- oder prinzipbedingt eine längere Stellzeit benötigen. Kann die Stellzeit durch das Bremssystem erreicht werden, ist dies positiv zu bewerten.

Bremsmoment bei Stillstand erreichbar: Da bei Bedienung des Joysticks nicht von einer kontinuierlichen Drehung der Welle ausgegangen werden kann, werden durch dieses Kriterium Halte- und Stopbremsen bevorzugt. Diese ermöglichen es die Welle bis zum Stillstand zu bremsen und den Anlauf aus dem Stillstand zu verhindern. Systeme, deren Bremsmoment bei geringen Geschwindigkeiten nicht die erforderlichen 4 Nm aufbringen kann, werden negativ bewertet.

Als Zukaufteil erhältlich: Da diese Arbeit auf einen begrenzten Zeitraum festgelegt ist, sind Lösungen zu bevorzugen, die als im Handel erhältlich sind.

Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren: Mit steigender Zahl an Aktoren zur Betätigung der Bremse steigt die Komplexität des Aufbaus. Zudem nimmt der Konstruktionsaufwand für den mechanischen Aufbau sowie die elektrische Ansteuerung zu. Systeme die eine niedrige Anzahl an Aktoren benötigen sind somit zu bevorzugen. Bei dieser Bewertung werden zwei Punkte vergeben, falls das Bremssystem keinen externen Aktor benötigt und direkt über die Zufuhr von elektrischer Leistung gesteuert werden kann. Ein Punkt wird vergeben, wenn ein Aktor mit oder ohne Standardgetriebe benötigt wird. Falls mehr als ein Aktor oder ein spezielleres Getriebe (beispielsweise zur Erzeugung einer gegenläufigen Bewegung) benötigt wird, werden null Punkte vergeben.

In Tabelle C.8 ist eine Übersicht der Bewertungskriterien gezeigt. Um die Prioritäten der einzelnen Kriterien festlegen zu können, wurde ein Paarvergleich dargestellt, der in Tabelle C.9 gezeigt ist. Die Vermeidung des Stick-Slip-Effekts ist wegen der starken Einflussnahme auf das Systemverhalten stark gewichtet. Ähnlich stark gewichtet sind das Bremsmoment bei Stillstand und die kurze Stellzeit um die Anforderungen zu erfüllen. Um eine Fertigstellung des Projekts zu gewährleisten, wird angestrebt das Bremssystem als Zukaufteil und mit einer geringen Anzahl an Aktoren zu realisieren.

Tabelle C.8.: Bewertungskriterien Bremsprinzip festlegen

Kriterium	2	1	0
Kein Stick-Slip-Effekt		Ja	Nein
Kein Positionstracking notwendig		Ja	Nein
Frei auf Welle montierbar		Ja	Nein
Kurze Stellzeit		< 100 ms	> 100 ms
Bremsmoment bei Stillstand erreichbar		Ja	Nein
Als Zukaufteil erhältlich		Ja	Nein
Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren	Kein Aktor	Ein Aktor mit Standardgetriebe	Zwei Aktoren mit Standardgetriebe oder ein Aktor mit Spezialgetriebe

Die Bewertung der ermittelten Teillösungen ist in Tabelle C.11 gezeigt. Da Bremsen auf Basis von magnetorheologischer- und elektrorheologischer Flüssigkeit sowie der Magnetpulverbremse nicht im Rahmen dieser Arbeit entwickelt werden können, wurde für diese Typen eine Herstellerrecherche durchgeführt. Die technischen Daten für kommerziell erhältliche Bremssysteme sind in Tabelle C.10 aufgelistet. Diese sind durch Kontakte mit den Firmen sowie aus zur Verfügung gestellten Datenblättern ermittelt.

Auffällig ist, dass keine kommerziell erhältliche Bremse auf Basis von elektrorheologischer Flüssigkeit existiert. Die aufgelisteten Dämpfer der Firma fluidcon und Bansbach können daher nicht als Bremse verwendet werden.

Zudem liegt die Stellzeit der verfügbaren Magnetpulverbremsen bei Werten zwischen 220 ms und 50 ms. Diese überschreiten die geforderten 10 ms. Für die Magnetorheologischen Bremsen der Firma Lord sind keine Werte für die Stellzeit in den Datenblättern angegeben. Bei Telefonaten mit Technikern wurde die Schaltzeit mit weniger als 5 ms angegeben.

Fazit: Nach abschließender Bewertung der Teillösungen, die in Tabelle C.11 abgebildet sind, stellt sich die magnetorheologische Bremse RD-8060 der Firma Lord als beste Lösung heraus. Die Bremse erfüllt die Stellzeit mit weniger als 5 ms. Mit einem Strom von 1 A bei 12 V kann ein geschwindigkeitsunabhängiges Bremsmoment von 4,5 Nm erzeugt werden. Für einen Zeitraum von 30 s kann die Bremse durch einem Peak-Strom von 1,5 A ein Bremsmoment von 5,5 Nm erzeugen und damit alle Anforderungen an die Bremse erfüllen. Das Restmoment von weniger als 0,5 Nm unterschreitet den Betrag des vom Faltenbalg des Joystick als Widerstand erzeugten Drehmoments und ist als unkritisch einzustufen.

Der Bauraum der Bremse liegt mit 96 mm innerhalb der Vorgabe aus der Anforderungsliste. Die Welle der Bremse liegt mittig im Bauraum, kann aber nicht auf gleicher Höhe mit der Welle der Joystickachse verbunden werden. Daher ist es notwendig, die Ankoppelung der Bremse zur Joystickachse über ein Getriebe zu realisieren.

Im Gehäuse der Bremse ist ein Winkelsensor mit einer Auflösung von 12-bit verbaut, was zu einer Reduzierung des Arbeitsaufwandes für das Teilproblem Positionsbestimmung führt.

Tabelle C.9.: Paarvergleich Bremse

	Kein Stick-Slip-Effekt	Kein Positionstracking notwendig	Frei auf Welle montierbar	Kurze Stellzeit	Bremsmoment bei Erreichbarkeit	Als Zukaufteil erhältlich	Niedrige Anzahl benötigter Aktoren	Gewichtung
Kein Stick-Slip-Effekt	1	2	2	1	1	1	2	20 %
Kein Positionstracking notwendig	0	1	2	0	0	0	0	6 %
Frei auf Welle montierbar	0	0	1	0	0	0	0	2 %
Kurze Stellzeit	1	2	2	1	1	1	1	18 %
Bremsmoment bei Stillstand erreichbar	1	2	2	1	1	1	1	18 %
Als Zukaufteil erhältlich	1	2	2	1	1	1	1	18 %
Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren	0	2	2	1	1	1	1	16 %

Tabelle C.10.: Lösungsraum von kommerziell erhältlichen Bremsen auf elektrorheologischer-, magnetorheologischer-, sowie Magnetpulverbasis

Typ	Hersteller	Name	Drehmoment	Rest-Drehmoment	max. zulässige Verlustleistung	Erregerwerte	Widerstand bei 20°C	Stellzeit	Quelle
			Nm	Nm	W	V	A	Ω	ms
Partikelbremse / Magnetpulverbremse	Lidtko Doubleeint Magtrol	EFAS 50	5		50	24	0,48	24	220 [30]
		B.55	5	0,04	75	24	1	24	- [31]
		CPB-5	6,8	0,13	50	23	0,32	72	- [32]
		OPB-40N	4	0,08	60	24	0,37	65	50 [33]
		OPB-80N	8	0,158	80	24	0,37	65	74
Elektorheologische Bremse	fluidcon Bansbach	RheDamp16 easyERF25	55						[34]
			6						[35]
Magnetorheologische Bremse	Lord	RD-8060-1	4,5 (5,5 peak)	< 0,5		12	1 (1,5 peak)	11	5 [36]
		RD-8058-1	12 (14 peak)	< 1		12	1 (1,5 peak)	11	5 [37]

Tabelle C.11.: Bewertung Bremsprinzip festlegen

Lösung	Kein Stick-Slip-Effekt	Kein onstracking notwendig	Frei Welle montierbar	Kurze Stellzeit	Bremsmoment bei erreichbar	Als teil haltlich	Zukauf-erhältlich	Niedrige Anzahl an benötigten Aktoren	Summe
BP 7.1 Magnetorheologische Bremse	1	1	0	1	1	1	1	2	1,14
BP 8.1 Partikelbremse	1	1	0	0	1	1	1	2	0,96
BP 4.1 - Außenbandradialbremse	0	0	1	1	1	1	1	1	0,73
BP 1.1 - Einfachbackenaußenradialbremse	0	0	1	1	1	1	1	1	0,73
BP 4.2 - Innenbandradialbremse	0	0	0	1	1	1	1	1	0,71
BP 3.3 - Lamellenbremse	0	0	0	1	1	1	1	1	0,71
BP 3.2 - Scheibenbremse einfach	0	0	0	1	1	1	1	1	0,71
BP 2.1 - Kegelbremse	0	0	0	1	1	1	1	1	0,71
BP 5.1	1	1	1	1	0	0	0	1	0,63
BP 6.1 Elektorheologisch	1	1	0	0	0	0	0	2	0,59
BP 1.2 - Doppelbackenaußenradialbremse	0	0	1	1	1	1	1	0	0,57
BP 3.1 - Scheibenbremse doppelt	0	0	1	1	1	1	1	0	0,57
BP 1.3 - Doppelbackeninnenradialbremse	0	0	0	1	1	1	1	0	0,55

C.1.4 Lösung des Teilproblems Positionsbestimmung

An dem Joystick J4 sind bereits Winkelsensoren vorhanden. Diese arbeiten Hall-Effekt-Basiert und geben über eine Signalverarbeitung eine Analogspannung mit 12-bit Auflösung im Bereich von 0,5 V und 4,5 V aus. Intern wird ein Sensor Hall 815 der Firma Micronas mit einer 14-bit Auflösung verwendet.

An der ausgewählten Bremse steht ein weiterer Hall-Effekt basierter Absolut-Winkelsensor zur Verfügung. Dieser Basiert auf einem IC vom Typ MLX90316 der Firma Melexis.

Da bereits zwei Sensoren durch die Lösung anderer Teilprobleme vorgegeben sind, wird der Lösungsraum für die Winkelbestimmung der Joystickachse nicht erweitert und ein direkter Vergleich zwischen den Sensoren durchgeführt. Anzumerken ist, dass sich die Ausgabe

Tabelle C.12.: Gegenüberstellung der Winkelsensoren für die Drehung der Joystickachse

Kriterium	Melexis MLX90316	Micronas HAL 815
Sensortyp	absolut, Hall-Effekt	Programmierbar, absolut, Linear-Hall-Effekt
Versorgungsspannung	5 V	5 V
Auflösung des Ausgangssignals	12 bit	12 bit
Signalform	Zwei, um 180° verschobene Sägezahnverläufe	nahezu linearer Anstieg
Ausgangsform	5 V PWM mit 200 Hz	5 V PWM
Hysterese	< 0,2°	nicht bekannt
Ausgangslast	10 kΩ	10 kΩ
Linearitätsfehler	nicht bekannt	3%
Auflösung bei 0 – 40°	$\frac{40^\circ}{360^\circ} \cdot 12\text{bit} = \frac{4}{3} \text{ bit}$	12 bit

0,5 V bis 4,5 V der Bremse auf eine volle Umdrehung bezieht, während die Sensorelektronik des Joysticks den gleichen Spannungsbereich zur Auflösung des Winkelbereichs von 40° verwendet. Somit ist bei einem Übersetzungsverhältnis zwischen Joystick und Bremse von 1:1 nur eine Auflösung von 1,33-bit nutzbar. Daher wird für die Bestimmung der Auslenkung der am Joystick verbaute Sensor vom Typ HAL815 verwendet.

C.1.5 Lösung des Teilproblems Leistungselektronik und Energieversorgung

Die Lösung des Teilproblems Leistungselektronik und Energieversorgung hängt maßgeblich von den Teillösungen Bremse und Nachgiebigkeit ab. Für die Positionierung des Federauflagekörpers wird ein Schrittmotor vom Typ Trinamic QSH4218-51-10-049 verwendet. Die Bremse ist als RD-8060 der Firma LORD ausgeführt und benötigt eine variable Stromquelle. Die Lösung der benötigten Treiberstufen wird im Folgenden vorgestellt:

Um den Konstruktionsaufwand zu reduzieren, wird auf eine kommerziell erhältliche Treiberstufe zurückgegriffen. Der Hersteller des Schrittmotors Trinamic bietet Module zur Ansteuerung von Schrittmotoren an. Diese können über verschiedene digitale Interfaces angesprochen werden und beinhalten sowohl Treiberstufe als auch Motion-Controller zur Generierung

der Motorsignale. Der Betrieb der Treiberstufe kann sowohl Stand-Alone, in Kommunikation mit einem Mikrocontroller oder gesteuert von einem PC über UART betrieben werden. Auf dem PC steht zusätzlich die „TRINAMICS Motion Control Language TMCL“ Software zur Steuerung zur Verfügung. Die Treiberstufe TMCM-303 in Anhang E.1 erfüllt alle Anforderungen und ist zudem in der Lage drei Schrittmotoren zu treiben, damit bei Erweiterung des Systems um eine weitere Achse kein neues Bauteil benötigt wird.

Die magnetorheologische Bremse wird durch eine Stromquelle mit 0 – 1 A Dauer- und 1,5 A Peakstrom bei 12 V betrieben. Ein Lösungsvorschlag ist in Abbildung C.15 gezeigt. Durch einen Digital-Analog-Converter (DAC) wird eine Spannung an den Eingang eines Operationsverstärker angelegt. Alternativ kann eine geglättete Pulsweitenmodulation (PWM) verwendet werden. Wird $R_1 = R_2 = R_3$ und $R_4 = \frac{R_2^2}{R_2 + R_{sense}}$ gesetzt, gilt für den Strom $I_{Bremse} = \frac{V_{DAC}}{R_{sense} R_2}$. Durch Variation von R_1 kann bei kleinem Sense-Widerstand die gesamte Bandbreite der Spannung des DAC genutzt werden. Diese Schaltung lässt sich mit einer geringen Anzahl an Bauteilen realisieren und wird für die Speisung der Bremse verwendet.

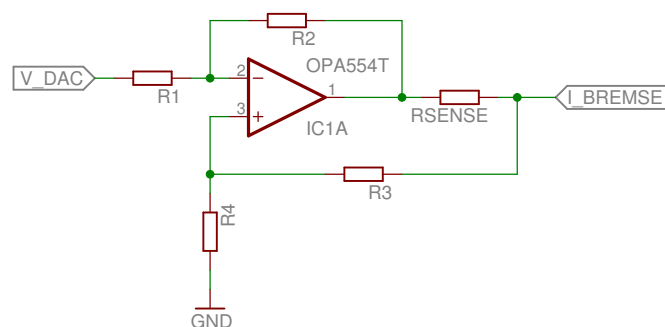


Abbildung C.15.: Lösungsvorschlag für Stromquelle

C.1.6 Lösung des Teilproblems Datenverarbeitung

Die Datenverarbeitung übernimmt die Auswertung der Sensoren, ermittelt die momentane Joystickausrückung und berechnet daraus die benötigte Ansteuerung der Bremse und Stell-Einrichtung der Nachgiebigkeit. Das System ist laut Anforderungsliste für den Stand-Alone Betrieb auszulegen. Daher sind die darzustellenden Reaktionsmoment-zu-Winkel Kennlinien zu speichern. Die Reaktionskraft der Nachgiebigkeit ist abhängig von der Winkelausrückung des Joysticks und der Stellposition des Federauflagekörpers. Zudem wird das Reaktionsmoment des haptischen Feedbacks durch Kombination von Bremsmoment und Reaktionsmoment der Nachgiebigkeit erzeugt. Um den daraus resultierenden Rechenaufwand und den benötigten Speicherplatz erfüllen zu können wird auf einen Mikrocontroller STM32F407VGT6 micro32-bit ARM Cortex-M4F zurückgegriffen. Dieser bietet 1024 kB Speicher, arbeitet mit

bis zu 168 *MHz* und kann durch Gleitkommaarithmetik komplizierte Berechnungen durchführen.

Aus Zeitgründen erfolgt eine Priorisierung des mechanischen Aufbaus. Daher wird die vollständige Ausarbeitung der Elektronik und Programmierung erst nach Fertigstellung des Aufbaus vorangetrieben.

D Ergänzungen zu Entwurf und Ausgestaltung

In diesem Kapitel werden Ergänzungen zum Entwurf und zur Ausgestaltung vorgestellt. Dazu gehört:

- Entwurf der Ringfeder in D.1
- Entwurf des Koppelgetriebe zur Krafteinleitung in die Ringfeder in D.2
- Entwurf der Rotation des Auflagekörpers der Ringfeder in D.3

D.1 Ergänzungen zum Entwurf der Ringfeder

Der Entwurf der Ringfeder ist im Hauptteil unter 3.1 zu finden. In dieses Kapitel ist ergänzend die Herleitung der Biegekennlinie, eine beispielhafte Simulationsanordnung sowie die Auslegung der Krafteinleitung vorgestellt.

D.1.1 Biegekennlinie eines zweifach aufliegenden Biegebalken

Um das Verhalten der Biegefeder zu ermitteln und eine der Aufgabenstellung angepasste Auslegung zu ermöglichen, wird ein mechanisches Modell aufgestellt. Die Beschreibung der Feder erfolgt über die Differentialgleichungen der Balkendurchbiegung. Diese werden für den einfachen Fall einer zweiseitig aufliegenden Biegefeder mit variabler Krafteinleitung berechnet und anschließend auf n-Segmente von zweiseitig aufliegenden Biegefedern übertragen.

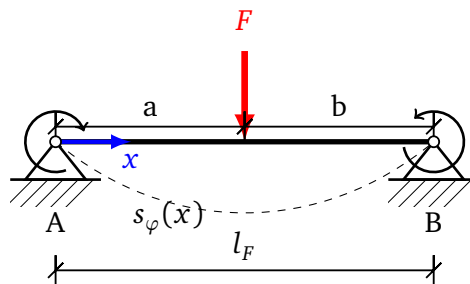


Abbildung D.1.: Biegekennlinie

Bei Krafteinleitung entlang der Biegefeder muss der Sprung um $-F$ im Querkraftverlauf berücksichtigt werden. Dies geschieht über das Föppl-Symbol $\langle x - \xi \rangle^n$. Der Biegebalken wird ideal und masselos angenommen. Somit ergibt sich keine Flächenkraft q_0 . Mit dieser Vereinfachung ergibt sich die Gleichung D.1.

$$\begin{aligned} EI_y w(x)^{IV} &= 0 \\ EI_y w(x)''' &= -Q = F \langle x - a \rangle^0 + C_1 \\ EI_y w(x)'' &= -M = F \langle x - a \rangle^1 + C_1 x + C_2 \\ EI_y w(x)' &= \frac{1}{2} F \langle x - a \rangle^2 + \frac{1}{2} C_1 x^2 + C_2 x + C_3 \\ EI_y w(x) &= \frac{1}{6} F \langle x - a \rangle^3 + \frac{1}{6} C_1 x^3 + \frac{1}{2} C_2 x^2 + C_3 x + C_4 \end{aligned} \tag{D.1}$$

Der Balken ist auf beiden Seiten gelenkig gelagert und darf in den Lagern keine Verschiebung auftreten. Da die Biegebalken an den Lagern in das jeweils nächste Teilelement übergehen, muss das Moment sowie die Steigung an beiden Lagern identisch sein. Die Randbedingungen ergeben sich somit zu:

$$\begin{aligned} w(0) &= 0 \\ w(l_F) &= 0 \\ w''(0) &= w''(l_F) \\ w'(0) &= w'(l_F) \end{aligned} \quad (D.2)$$

Über die Randbedingungen lassen sich die Integrationskonstanten $C_1 - C_4$ lösen.

$$\begin{aligned} w(0) &= 0 \quad \Rightarrow \quad C_4 = 0 \\ w''(0) &= w''(l_F) \quad \Rightarrow \quad \begin{aligned} C_2 &= F(l_F - a) + C_1 l_F + C_2 \\ C_1 &= F \frac{a - l_F}{l_F} \end{aligned} \\ w'(0) &= w'(l_F) \quad \Rightarrow \quad \begin{aligned} C_3 &= \frac{1}{2} F(l_F - a)^2 + \frac{1}{2} C_1 l_F^2 + C_2 l_F + C_3 \\ C_2 &= F \frac{1}{2} \frac{a(l_F - a)}{l_F} \end{aligned} \\ w(l_F) &= 0 \quad \Rightarrow \quad \begin{aligned} 0 &= \frac{1}{6} F(l_F - a)^3 + \frac{1}{6} C_1 l_F^3 + \frac{1}{2} C_2 l_F^2 + C_3 l_F \\ C_3 &= \frac{F}{12} \frac{a}{l_F} [2a^2 - 3al_F + l_F^2] \end{aligned} \end{aligned} \quad (D.3)$$

Somit ergibt sich die Biegekennlinie zu:

$$w(x) = \frac{F}{EI_y} \left[\frac{1}{6} (x - a)^3 + \frac{1}{6} \frac{a - l_F}{l_F} x^3 + \frac{1}{4} \frac{a(l_F - a)}{l_F} x^2 + \frac{1}{12} \frac{a}{l_F} (2a^2 - 3al_F + l_F^2) x \right] \quad (D.4)$$

Das durch den Biegebalken über einen Hebel an der Joystickachse erzeugte Reaktionsmoment $M_R = F \cdot l_{Hebel}$ ergibt sich zu Gleichung D.5. Dabei ist $w = 2\pi l_{Hebel} \frac{\varphi^\circ}{360^\circ}$ die durch den um φ ausgelenkten Joystick verursachte Biegung.

$$M_R = \frac{6EI_y}{l_F^3} 2\pi l_{Hebel}^2 \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} \left[\frac{1}{6} (x - a)^3 + \frac{1}{6} \frac{a - l_F}{l_F} x^3 + \frac{1}{4} \frac{a(l_F - a)}{l_F} x^2 + \frac{1}{12} \frac{a}{l_F} (2a^2 - 3al_F + l_F^2) x \right]^{-1} \quad (D.5)$$

Im vollständigen Aufbau ergibt sich der Abstand a über die Verdrehung des Federauflagekörpers α und den Federringradius r_m mit $a = \frac{\alpha^\circ}{360^\circ} 2\pi r_m$. Die Länge des nutzbaren Biegebalken teilt sich auf n -Elemente auf, welche jeweils eine Federkraft F erzeugen. l_F wird somit zu $\frac{l_F}{n}$ und $F \rightarrow n F$.

D.1.2 Darstellbarer Reaktionsmoment der ausgewählten Ringfeder

Die in Simulationen ermittelten Reaktionsmomente welche durch die ausgewählte Ringfeder erzeugt werden können sind in Tabelle D.1 abgebildet. Aus den Werten ergibt sich im Hauptteil unter 3.9 abgebildete Diagramm. Die Abmessungen der gewählten Ringfeder sind 160 mm Außendurchmesser, 23 mm Breite an der Auflage, 20 mm Breite des Restrands und 0,2 mm Materialstärke.

Tabelle D.1.: Bandbreite der darstellbaren Kraft über Auslenkung des Joysticks

Auslenkung <i>mm</i>	Reaktionskraft		Winkel α bei F_{max} °	Reaktionsmoment	
	F_{min} <i>N</i>	F_{max} <i>N</i>		M_{min} <i>Nm</i>	M_{max} <i>Nm</i>
15	10,75	13,53	49	0,44	0,55
14	10,03	14,41	46	0,41	0,59
13	9,31	14,05	45	0,38	0,58
12	8,60	14,54	43	0,35	0,60
11	7,88	15,10	41	0,32	0,62
10	7,17	14,64	40	0,29	0,60
9	6,45	15,19	38	0,26	0,62
8	5,73	15,75	36	0,23	0,65
7	5,01	16,29	34	0,21	0,67
6	4,30	16,77	32	0,18	0,69
5	3,58	16,91	30	0,15	0,69
4	2,86	18,69	27	0,12	0,77
3	2,15	20,48	24	0,09	0,84
2	1,43	24,31	20	0,06	1,00
1	0,72	20,72	17	0,03	0,85
0,1	0,07	2,07	17	0,0	0,08

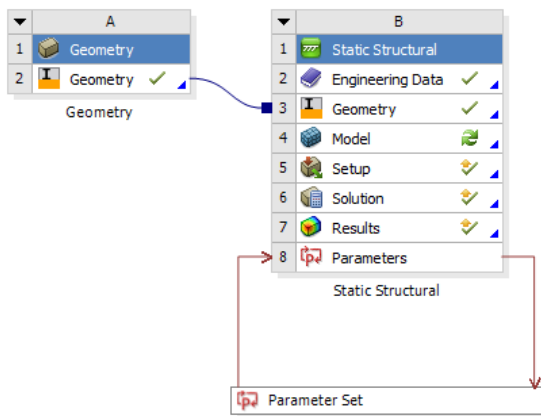
Die bei ersten Messungen ermittelten Reaktionsmomente des aufgebauten Systems sind in Tabelle D.2 dargestellt. Aus den Werten ergibt sich das im Hauptteil unter 3.13 dargestellte Diagramm.

Tabelle D.2.: Durch Messungen ermittelte Bandbreite der darstellbaren Kraft über Auslenkung des Joysticks

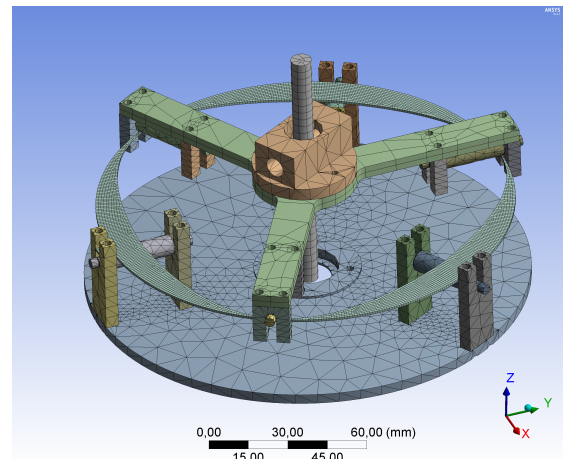
Winkelauslenkung °	Reaktionsmoment	
	M_{max} Nm	M_{min} Nm
2,72	0,14	0,01
4,83	0,68	0,07
6,03	1,22	0,14
7,53	1,74	0,23
8,93	2,92	0,21
10,34	3,28	0,38
11,27	2,48	0,35
12,09	3,41	0,42
13,08	3,73	0,37
13,66	3,08	0,42
14,48	3,40	0,32

D.1.3 Beispielhafte Simulationsanordnung zum Federentwurf

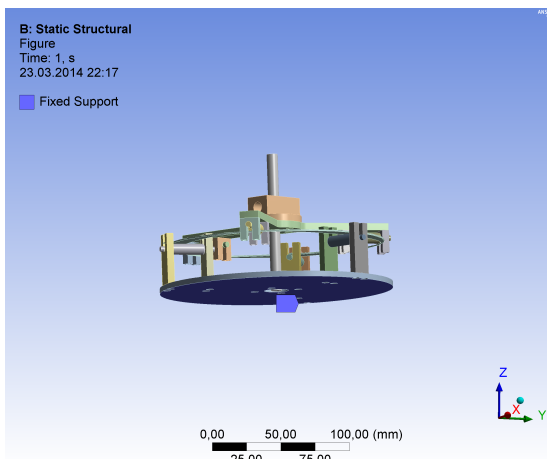
Zur Simulation der Feder wird Ansys Workbench 14.5 verwendet. Die Materialien der Bauteile entspricht den in der Umsetzung Verwendeten. Der Federring wird als Edelstahlblech simuliert. Die Auflagewalzen sind in Stahl ausgeführt und alle anderen Materialien sind als 6061 Aluminium angenommen. Die Netzgröße der Feder liegt bei 1 mm. Die Unterseite der Auflage ist fixiert, während auf der oberen Fläche der Krafteinleitung eine Verschiebung von 15 mm in z-Richtung vorgegeben wird. Die Reaktionskraft wird an der Unterseite der Auflage gemessen. Zudem wird die Mises-Vergleichsspannung σ_v des Federrings berechnet. Die Simulation ist in Abbildung D.2 dargestellt.



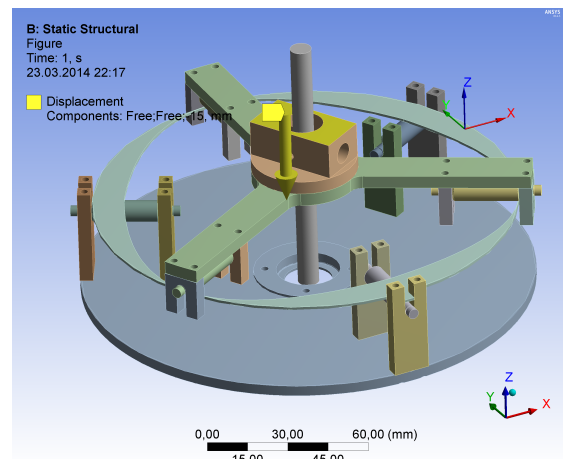
(a) Programmeinstellung



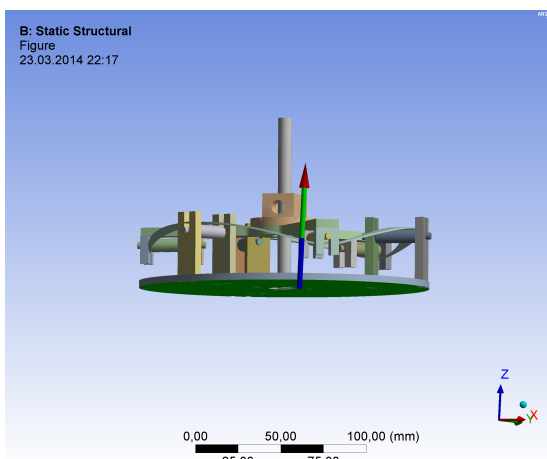
(b) Verwendetes Gitter



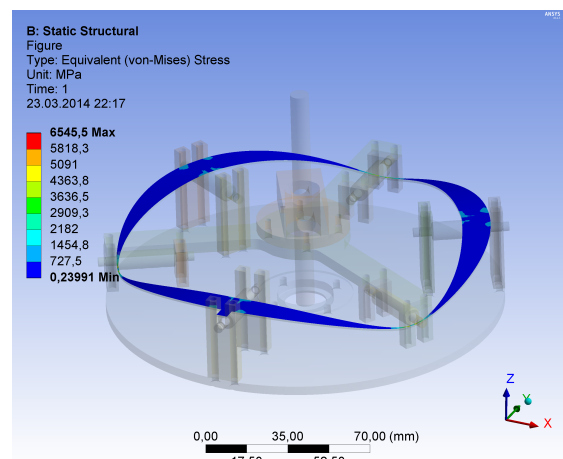
(c) Fixierung



(d) Auslenkung



(e) Gemessene Reaktionskraft



(f) Mises Vergleichsspannung σ_v

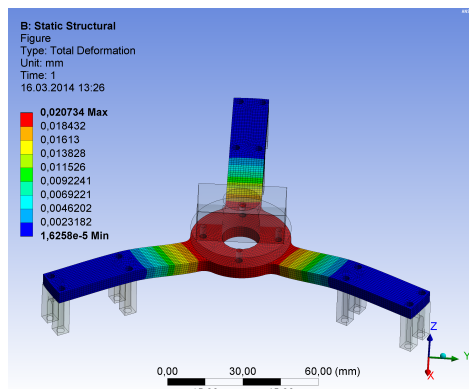
Abbildung D.2.: Simulation eines Federrings mit drei Segmenten. Vorgabe einer Auslenkung um 15 mm bei fixierter Bodenplatte

D.1.4 Auslegung der Krafteinleitung

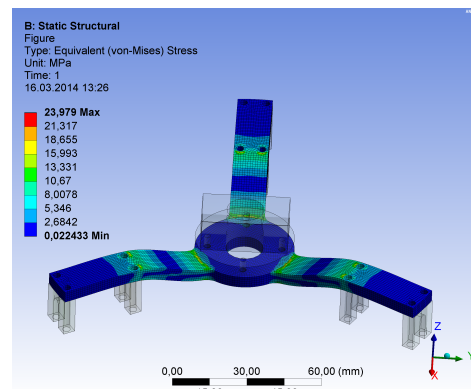
Das Bauteil zur Krafteinleitung in die Feder ist als sternförmiger Arm ausgeführt. Die Breite ist möglichst schmal gewählt, um das Verfahren der Krafteinleitung an die Auflageflächen der Feder nicht zu behindern. Bei der Ausgestaltung des Federarms kann sowohl die Dicke des Materials als auch das Material selbst gewählt werden. Eine möglichst steife Konstruktion wird angestrebt.

Die Krafteinleitung kann entweder durch spanendes Trennen auf der Fräse oder abtragendes Trennen über den am Institut vorhandenen Festkörperlaser gefertigt werden. Vorteil der Fertigung mit dem Laser gegenüber der Fräse ist eine kürzere Bearbeitungsdauer. Jedoch kann mit dem Laser Stahlblech nur bis zu einer maximalen Materialstärke von 4 mm gefertigt werden. Es wird eine Simulation mit zwei Krafteinleitungen durchgeführt. Dabei wird die Dehnung und Mises-Vergleichsspannung verglichen.

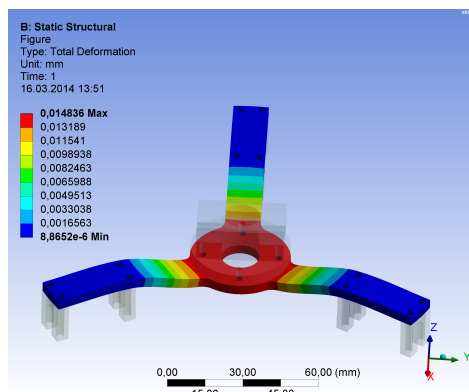
Angenommen wurde eine Struktur mit 5 mm Aluminium 6061 mit E-Modul von 71 kN/mm^2 , Poissonsahl von 0,34 und Schubmodul von 26 kN/mm^2 . Als Vergleich wurde eine Struktur mit 4 mm Stahl mit E-Modul von 200 kN/mm^2 , Poissonsahl von 0,28 und Schubmodul von 45 kN/mm^2 angenommen. Die Strukturen wurden mit einer Kraft von 140 N belastet. Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung D.3 zu sehen.



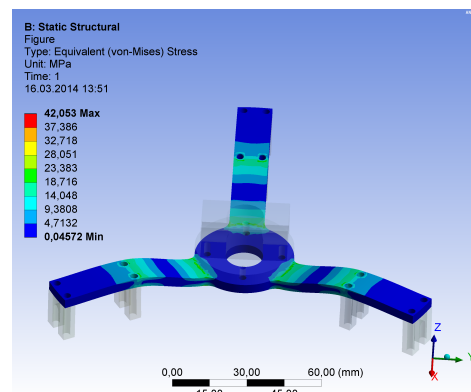
(a) Verformung von 5 mm 6061



(b) Mises-Vergleichsspannung bei 6061



(c) Verformung von 4 mm starkem Stahl



(d) Mises-Vergleichsspannung bei Stahl

Abbildung D.3.: Simulation der Belastung der Krafteinleitung mit 140 N für die Materialien und Materialstärke 5 mm Aluminium 6061 und 4 mm Stahl

Bei Verwendung von Aluminium tritt eine Verformung von maximal $20\mu m$ und Mises-Vergleichsspannung von $23,979\text{ kN/mm}^2$ auf. Stahl weist eine geringere Verformung von maximal $14\mu m$ bei höherer Mises-Vergleichsspannung von $42,035\text{ kN/mm}^2$ auf. Die Verformung führt am Joystick zu einer Verfälschung des Winkels um $0,0266^\circ$ bei Aluminium, respektive $0,01998^\circ$ bei Stahl und kann bei beiden Materialien vernachlässigt werden. In Rücksprache mit der Werkstatt erfolgt die Verwendung von Aluminium, da bei der Bearbeitung von Stahl mit dem Laser eine Gratbildung auftritt und Nacharbeitung des Werkstücks erfordert.

D.2 Entwurf des Koppelgetriebe zur Krafteinleitung in die Ringfeder

Das Federelement wird durch eine lineare Bewegung ausgelenkt. Daher wird die von der Joystickachse übertragene Rotation umgewandelt. Die Umwandlung erfolgt über einen Hebel. Die maximale Auslenkung der Feder ist durch die Materialeigenschaften vorgegeben und beträgt $\pm 15\text{ mm}$. Die maximale Länge des Hebelarms ist über

$$l_{\text{Hebel,max}} = \frac{l_{\text{Feder,max}}}{\sin(\varphi_{\text{max}})}$$

mit der maximalen Auslenkung der Feder und dem Verdrehwinkel der Welle verknüpft. Durch die Federkonstruktion muss ein reaktives Drehmoment von maximal 4 Nm auf die Welle aufgebracht werden. Um die Federkraft dabei möglichst gering zu halten wird für den Hebelarm die größte, von der maximalen Auslenkung der Feder eingeschränkte Länge verwendet. Diese ergibt sich bei einer Joystickausrückung von $\varphi = \pm 20^\circ$ und $l_{\text{Feder,max}} = \pm 15\text{ mm}$ zu $l_{\text{Hebel,max}} = 43\text{ mm}$. Der Hebelarm führt bei Auslenkung eine kreisförmige Bewegung aus, die in eine Linearbewegung umgewandelt wird. Zu diesem Zweck werden zwei unterschiedliche Koppelgetriebe betrachtet und gegeneinander bewertet.

Kreuzschubkurbel:

Der Hebel wird mit einem Langloch versehen, durch das ein Stift eine kraftschlüssige Verbindung mit der Linearachse herstellt. Bei Auslenkung der Joystickachse wird der Hebel verdreht und hebt die Linearachse an. Da die Linearachse nicht näher an den Mittelpunkt der Joystickachse bewegt werden kann, verschiebt sich der Stift bei Auslenkung der Joystickachse nach außen.

Exzentrische Schubkurbel:

Die Drehbewegung des Hebels wird durch ein zusätzliches Schubglied auf die Linearachse übertragen. Die Krafteinleitung in die Linearachse erfolgt daher nicht auf Höhe der Joystickachse.

Die Lösungsvorschläge für das Koppelgetriebe sind in Abbildung D.4 gezeigt. Die Vor- und Nachteile der Lösungen sind in Tabelle D.3 gezeigt. Um die Konstruktion möglichst einfach zu gestalten, ist es wünschenswert die Anzahl der Getriebeglieder möglichst gering zu halten. Die Abweichung der Auslenkung von einer idealen linearen Kurve ist im Anhang D.2.1 berechnet.

Die Exzentrische Schubkurbel weist zwar eine höhere Abweichung von der idealen Kennlinie auf und benötigt ein weiteres Getriebeglied, jedoch kann die Positionierung der Krafteinleitung durch die zusätzliche Schubstange horizontal abgesetzt von der Joystickwelle erfolgen. Zudem können die Verbindungsglieder über Kugellager reibungsarm ausgeführt werden. Aus

diesem Grund erfolgt die Verwendung der Exzentrischen Schubkurbel als Koppelgetriebe. Die lineare Auslenkung s_φ ergibt sich abhängig von der Winkelauslenkung zu, Gleichung D.6. Die Bewegungsgleichungen sind unter D.2.1 hergeleitet.

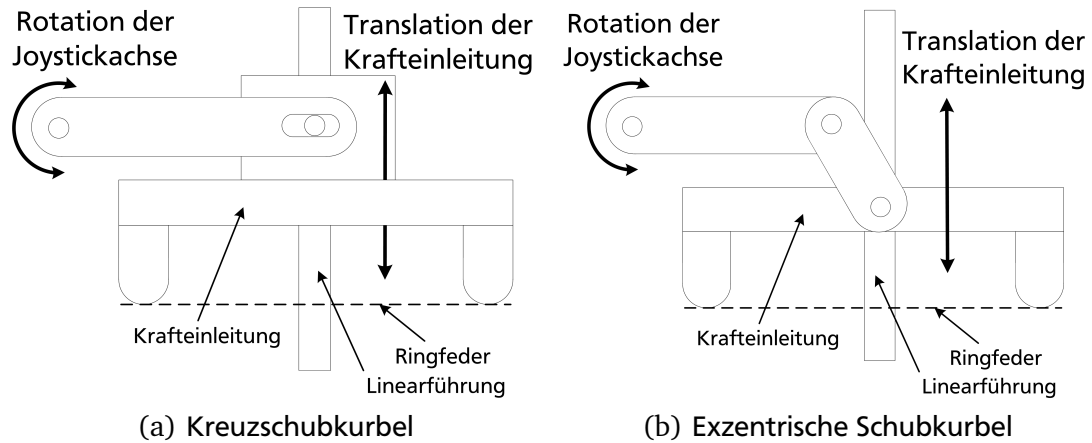


Abbildung D.4.: Realisierungsmöglichkeiten der Umwandlung von Rotation der Joystickachse in translatorische Bewegung der Krafteinleitung in die Federstruktur

Tabelle D.3.: Vergleich der Lösungen Kreuzschubkurbel und Exzentrische Schubkurbel

Kriterium	Kreuzschubkurbel	Exzentrische Schubkurbel
Niedrige Anzahl der Getriebeglieder	3	4
Variable Positionierung der Krafteinleitung	Nicht Möglich	Möglich
Lineare Umsetzung	Nein	Nein
Maximale Abweichung von idealer Übersetzung	0,63 mm	1,49 mm
Ausgleich der Kreisbahn durch	translatorische Bewegung	rotatorische Bewegung

$$s_\varphi = l_2 \sqrt{1 - \left(\frac{e - l_1 \cos(\varphi)}{l_2} \right)^2} + l_1 \sin(\varphi) \quad (\text{D.6})$$

D.2.1 Herleitung der Bewegungsgleichung der Hebelgetriebe

Die Abhängigkeit der Linearbewegung vom Winkel der beiden Getriebearten **Kreuzschubkurbel** und **Exzentrische Schubkurbel** soll im Folgenden berechnet werden.

Exzentrische Schubkurbel

Die Vektorgleichung der Exzentrischen Schubkurbel aus Abbildung D.5(b) lautet

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 - \vec{s}_\varphi - \vec{e} = 0 \quad (\text{D.7})$$

In Komponentenschreibweise ergibt sich daraus

$$\begin{aligned} \rightarrow: & \quad l_1 \cos(\varphi) + l_2 \cos(\varphi_{21}) - e = 0 \\ \downarrow: & \quad l_1 \sin(\varphi) + l_2 \sin(\varphi_{21}) - s_\varphi = 0 \end{aligned} \quad (\text{D.8})$$

Daraus ergibt sich wiederum

$$\begin{aligned} \varphi_{21} &= \arccos\left(\frac{e - l_1 \cos(\varphi)}{l_2}\right) \\ s_\varphi &= l_2 \sin\left(\arccos\left(\frac{e - l_1 \cos(\varphi)}{l_2}\right)\right) + l_1 \sin(\varphi) \end{aligned} \quad (\text{D.9})$$

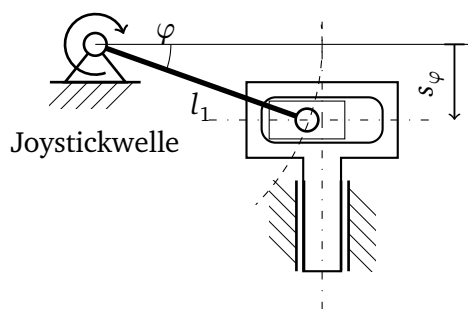
Über die Vereinfachung $\sin(\arccos(x)) = \sqrt{1 - x^2}$ berechnet sich die lineare Bewegung s_φ abhängig von der Winkelauslenkung φ und den geometrischen Abmessungen zu:

$$s_\varphi = l_2 \sqrt{1 - \left(\frac{e - l_1 \cos(\varphi)}{l_2}\right)^2} + l_1 \sin(\varphi) \quad (\text{D.10})$$

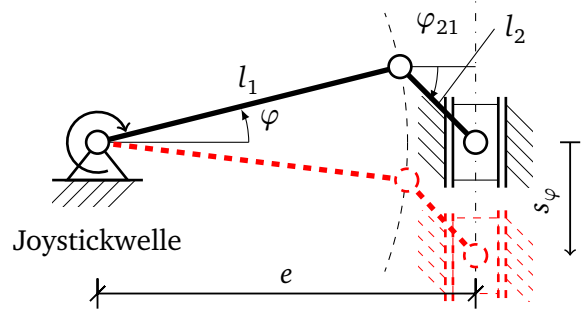
Kreuzschubkurbel

Die Abhängigkeit der Linearbewegung vom Winkel ergibt sich anhand der geometrischen Abhängigkeiten in Abbildung D.5(a) zu:

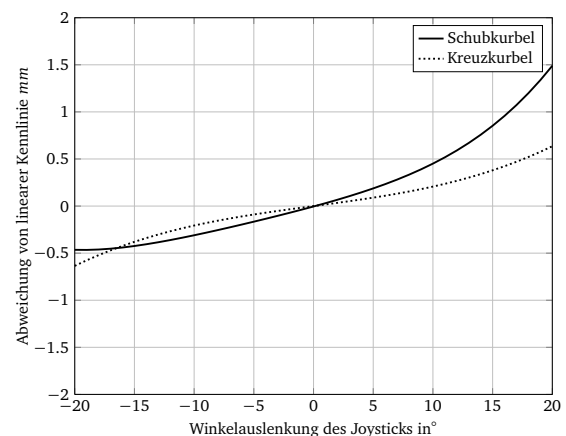
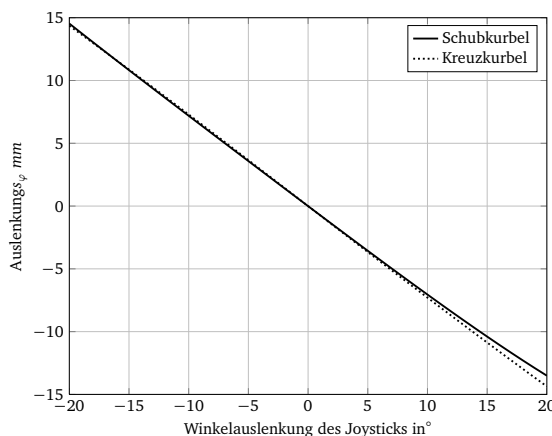
$$s_\varphi = l_1(1 - \cos(\varphi)) \quad (\text{D.11})$$



(a) Kreuzschubkurbel



(b) Exzentrischen Schubkurbel



(c) Auslenkung über Winkel der Kinematiken (d) Abweichung der Kinematiken von linearem Verlauf

Abbildung D.5.: Kinematik der Hebelgetriebe

D.3 Entwurf der Rotation des Auflagekörpers der Ringfeder

Um die Steifigkeit der Nachgiebigkeit zu variieren ist der Abstand zwischen den Auflagepunkten der Feder und der Krafteinleitung zu verändern. Dies erfolgt durch Rotation der Auflagepunkte um die feststehende Krafteinleitung. Bei nicht mittlerer Krafteinleitung zwischen den Auflagepunkten wird durch die Feder sowohl eine Kraft in Richtung, als auch senkrecht zur Auslenkung auf die Auflagepunkte ausgeübt. Die senkrecht zur Auslenkung wirkende Kraft wirkt als Radialkraft auf den kreisförmigen Körper mit den Auflagepunkten der Feder. Diese radiale Kraft führt zu einer Verdrehung des Auflagekörpers und somit zu einer Veränderung des Abstands zwischen den Auflagepunkten und der Krafteinleitung. Diese Verschiebung würde zu einer Veränderung der Federsteifigkeit führen und muss daher vermieden werden.

Im folgenden Kapitel werden Anforderungen an die Rotation des Auflagekörpers ermittelt. Anhand der Anforderungen werden unterschiedliche Getriebetypen untersucht, bewertet und ausgelegt. Für das ausgewählte Getriebe wird eine passende Aktorik gesucht und ausgelegt.

D.3.1 Ermittlung der Anforderungen an die Rotation des Auflagekörpers

In den Anforderungen ist eine **Änderungsrate des Drehmoments von 5% pro 10 ms** gefordert. Die Steifigkeit der Ringfeder verläuft nicht linear über den Abstand zwischen Auflagepunkt und Krafteinleitung. Daher wird die Änderung der Steifigkeit an der weichsten Stelle der Feder betrachtet. Diese liegt genau bei mittlerer Krafteinleitung. Um aus den Anforderungen Werte für Drehgeschwindigkeit sowie das erforderliche Moment zu ermitteln wurde eine Simulation durchgeführt.

Ermittlung der benötigten Rotationsgeschwindigkeit

In Tabelle D.4 sind die Ergebnisse einer Simulation abgebildet. Der Ringfeder ist um 5 mm ausgelenkt und der Abstand der Krafteinleitung zu dem Auflagepunkt wird über das Verdrehen des Auflagekörpers verändert. 90° zwischen Auflagepunkt und Krafteinleitung bedeutet, dass die Krafteinleitung mittig zwischen den Auflagepunkten erfolgt, während bei einem Winkel von 0° die Krafteinleitung direkt in den Auflagepunkt erfolgt. Bei mittlerer Krafteinleitung erzeugt die Feder eine Reaktionskraft von 22,32 N. Eine Veränderung um 5% entspricht einem Wert von 23,3 N. Der dazu passende Winkel liegt zwischen 80° und 85°.

Tabelle D.4.: Ergebnis einer Simulation zur Bestimmung der Abhängigkeit von Verdrehwinkel zu Reaktionskraft bei gleichbleibender Auslenkung

Winkel	Reaktionskraft
⋮	⋮
60°	40,46 N
65°	33,87 N
70°	29,17 N
75°	25,94 N
80°	23,87 N
85°	22,69 N
90°	22,33 N

Somit muss der **Auflagekörper mit 10° pro 10 ms verstellt werden können** um die Forderungen der Anforderungsliste zu erfüllen. Drehmomentänderung und Updatezeit sind dabei zwei unterschiedliche Kriterien mit Wunsch und Forderung. Die Umdrehungszahl des Auflagekörpers abhängig von beiden Anforderungen ist in Tabelle D.5 berechnet. Da die berechneten Werte für die geringste Nachgiebigkeit gelten und die niedrigste Geschwindigkeit bei anderen Nachgiebigkeiten zu höheren Änderungsraten führt, wird im Folgenden mit 167 rpm weiter gearbeitet.

Tabelle D.5.: Benötigte Drehzahl des Auflagekörpers abhängig von Wunsch und Forderung

Drehmoment- änderung	Updatezeit	Winkeländerung pro Zeiteinheit	Umdrehungen des Auflagekörpers
5% (F)	10 ms(F)	10°	167 rpm
10% (W)	10 ms(F)	15°	250 rpm
5% (F)	2,5 ms(W)	10°	667 rpm
10% (W)	2,5 ms(W)	15°	1000 rpm

Ermittlung des benötigten Haltemoments

Um das Mindesthaltemoment des Antriebs zu bestimmen, wird eine weitere Simulation durchgeführt. Die Federgeometrie wird bei kleinstem Winkel zwischen Auflage und Krafteinleitung mit verschiedenen Kräften belastet. Das zugehörige Drehmoment an der Federauflage wird ermittelt und stellt das benötigte Mindesthaltemoment des Getriebes dar. Es ergibt sich eine lineare Abhängigkeit zwischen eingeleiteter Kraft und Mindesthaltemoment. Für die maximale Kraft von 140 Nm, welche ein Moment von 6 Nm am Joystick entspricht, wird ein Haltemoment von 33,6 mNm benötigt. Um das Verstellen der Auflagepunkte unter allen Umständen zu ermöglichen wird das Mindesthaltemoment mit 500 mNm angesetzt.

Selbsthemmung

Bei selbsthemmender Ausführung eines Getriebes, wird zum Halten einer Drehposition keine Energie des Aktorik benötigt. Um den Energieverbrauch des Systems möglichst gering zu halten, wird ein selbsthemmendes Getriebe angestrebt. Falls eine Umsetzung nicht möglich ist, muss die Aktorik so ausgelegt werden, dass das Haltemoment dauerhaft aufgebracht werden kann.

Somit ergeben sich die folgenden Anforderungen zur Drehung des Auflagekörpers der Ringfeder:

- Rotationsgeschwindigkeit von 167 rpm
- Mindesthaltemoment am Auflagekörpers der Ringfeder 500 mNm
- Selbsthemmend

D.3.2 Entwurf des Getriebes für die Rotation des Auflagekörpers

Im Folgenden werden unterschiedliche Getriebe auf ihre Eignung untersucht.

Das **Schneckengetriebe** ist prinzipbedingt in der Lage selbsthemmend ausgeführt zu werden und wird daher im Folgenden untersucht. Selbsthemmung bedeutet, dass eine Bewegung von einem Motor über die Hohl Schnecke auf das Schneckenrad übertragen werden kann, jedoch nicht vom Schneckenrad auf die Hohl Schnecke. Die Bedingung für Selbsthemmung bei getriebener Schnecke ist ein Wirkungsgrad $\eta' < 0$. Der Wirkungsgrad ergibt sich in Abhängigkeit von dem Mittensteigungswinkel γ_m und dem Zahnreibwert μ zu:

$$\eta' = \frac{1 - \mu \cot(\gamma_m)}{1 + \mu \tan(\gamma_m)} \text{ mit } \gamma_m = \arctan\left(\frac{m \cdot z_1}{d_{m1}}\right)$$

Dabei ist γ abhängig von dem Modul m , der Stufenanzahl z_1 sowie dem mittleren Durchmesser d_{m1} der Schnecke. Aufgelöst nach dem Zahnreibwert muss

$$\frac{m \cdot z_1}{d_{m1}} \leq \mu$$

sein, um Selbsthemmung zu ermöglichen. Als Zahnreibwert ist für die Materialien Stahl auf Gusseisen $\mu = 0,01$ angenommen. Mit den für den Aufbau erhältlichen Schneckenradabmessungen ist, wie in Tabelle D.6 ersichtlich, kein Wirkungsgrad kleiner Null möglich. Somit kann mit dem verwendbaren Bauteilen kein selbsthemmendes Schneckengetriebe realisiert werden.

Tabelle D.6.: Wirkungsgrad und Anforderungen an den Aktor des Schneckenradgetriebes abhängig von erhältlichen Zahnrädern

Modul m	Stufen der Schnecke z_1	Mittlenkreis- durchmes- ser d_{m1}	Übersetzung	Wirkungsgrad η'	min. Dreh- zahl	min. Dreh- moment
3	1	38 mm	32 : 1	0,873	5344 rpm	15,63 mNm
3	2	38 mm	26 : 1	0,934	4342 rpm	19,23 mNm
4	1	50 mm	40 : 1	0,932	6680 rpm	12,5 mNm
5	1	62 mm	52 : 1	0,932	8684 rpm	9,62 mNm

Der Lösungsraum wird um nicht selbsthemmende Getriebe erweitert.

Der Arbeitsraum für das Getriebe zwischen Krafteinleitung und Auflagefläche des Federkörpers ist, wie in Abbildung D.6 ersichtlich, auf ca. 33° eingeschränkt. Aus diesem Grund können direkte Zahnradgetriebe nicht verwendet werden. Als Getriebe kommen somit zusätzlich Zugmittelgetriebe in Frage. Aus der Gruppe der Zugmittelgetriebe werden Zahnriemengetriebe weiter untersucht und mit dem Schneckenradgetriebe verglichen.

In Tabelle D.7 sind Zahnradkombinationen für unterschiedliche Riebenprofile aufgelistet, welche am Federkörper verwendet werden können. Die realisierbaren Übersetzungen sind deutlich geringer, was zu niedrigeren benötigten Drehzahlen des antreibenden Motors führt.

Tabelle D.7.: Anforderungen an den Aktor des Zahnriemengetriebe abhängig von erhältlichen Zahnrädern

Zähnezahl des An- triebs	Zähnezahl des Ab- triebs	Riemen- breite	Riemen- profil	Übersetzung	min. Dreh- zahl	min. Dreh- moment
12	42	16 mm	T5	1:3,5	584,50 rpm	142,86 mNm
10	44	9 mm	HTD-3M	1:4,4	734,80 rpm	113,64 mNm
10	48	10 mm	T5	1:4,8	801,60 rpm	104,17 mNm
10	60	10 mm	T5	1:6,0	1002,00 rpm	83,33 mNm

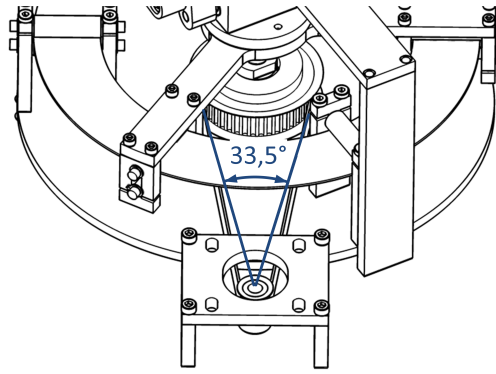


Abbildung D.6.: Maximale Breite des Getriebes zwischen Federauflage und Krafteinleitung

Als Zahnriemen wird ein HTD-3M Profil verwendet. Dieser ermöglicht durch ein rundes Zahnprofil sanftes Ein- und Ausgreifen der Zähne, benötigt eine geringere Vorspannung und weist mit 9 mm die geringste Riemenbreite auf.

Somit wird der Antrieb des Federkörpers über ein HTD-Zahnriemengetriebe mit einer Übersetzung von 1:4,4 realisiert. Die Aktorik muss bei einer Drehzahl von 734 rpm ein Mindestdrehmoment von 113,64 mNm aufweisen und wird im nächsten Schritt ausgewählt.

D.3.3 Motorauswahl für die Drehung des Federkörpers

Als Antrieb kommen DC oder Schrittmotoren in Frage. DC Motoren erreichen höhere Drehzahlen bei niedrigerem Drehmoment und eignen sich somit gut für Schneckengetriebe. Schrittmotoren können bei höheren Drehzahlen nur Bruchteile des Nennmoments erreichen und eignen sich eher für niedrige Drehzahlen. Dafür weisen Schrittmotoren ein höheres Haltemoment gegenüber DC-Motoren auf. An den Federkörper wird ein schnelles Stellen und anschließendes Halten einer Position erforderlich, was durch einen Schrittmotor besser erreicht werden kann.

Zur Auswahl des passenden Schrittmotors für die Drehung des Federkörpers wird eine Recherche über verfügbare Motoren durchgeführt. Für die verfügbaren Motoren wird die maximale Geschwindigkeit und das maximale Drehmoment bei gegebener Versorgungsspannung von 12 V ermittelt. Die Geschwindigkeit wird häufig in pulses per second (pps) gemessen. Die gesuchten Umdrehungen pro Minute ergeben sich bei einer Schrittwerte von 1,8° mit:

$$rpm = pps \cdot \frac{360^\circ}{1,8^\circ} \cdot 60$$

Das Drehmoment kann in erster Näherung in linearer Abhängigkeit zur Versorgungsspannung angenommen werden. Anforderung an den Motor sind ein Mindestdrehmoment von 113,64 mNm bei einer Schrittzahl von 2446,67 pps. Die betrachteten Schrittmotoren sind in Tabelle D.9 aufgelistet.

Der bipolare Schrittmotor QSH4218-51-10-049 des Herstellers Trinamic erfüllt die Anforderungen an das Drehmoment mit 137,5 mNm bei 12 V und 2500 pps bei geringer Flanschgröße von 42 mm und niedrigem Spulenstrom von 1 A.

Tabelle D.8.: Übersicht über verfügbare Schrittmotoren

Hersteller Typ		Baugröße	Haltemo- ment	Peak- Strom	Drehmoment bei 12 V, 2500 pps
		mm	mNm	A	mNm
Trinamic	QSH4218-35-10-027	42	270	1	93,75
	QSH4218-41-10-035	42	350	1	131,25
	QSH4218-51-10-049	42	490	1	137,5
	QSH4218-47-28-040	42	400	2.8	192
	QSH5718-41-28-055	57	550	2.8	216
	QSH5718-51-28-101	57	1010	2.8	330
	QSH5718-56-28-126	57	1260	2.8	342
	QSH5718-76-28-189	57	1890	2.8	420
Sanyo Denki	DB14H321S	28	48	6	250
	DB14H326S	28	100	6	50
	DB14H521S	42	265	6	75
	DB14H522S	42	390	8	60
	DB14H524S	42	510	5	90
	DB16S141S	42	230	5	110
	DB16S142S	42	340	7	125
	DB16H671S	50	490	5	125
	DB16H711S	56	390	5	90
	DB16H713S	56	830	5	150
	DB16H716S	56	1270	8	175
	DB16H781S	60	880	5	250
	DB16H782S	60	1370	7	175
	DB16H783S	60	2700	5	150
	DB16S161S	60	690	8	175
	DB16S162S	60	1280	7	325

D.3.4 Lagerung des Auflagekörpers

Der Federauflagekörper wird durch das Getriebe und die Feder sowohl radial, als auch axial belastet. Die axiale Belastung erfolgt zweiseitig, da die Feder in beide Richtungen ausgeleitet wird. Es werden Lager betrachtet, die für radiale- und axiale Kraftaufnahme geeignet sind. Kombinierte Lager werden bevorzugt, um den Konstruktionsaufwand zu reduzieren. Neben doppelten Kegelrollenlagern werden Nadel-Schräggugellager vom Typ NKIB, Nadel-Axial-Zylinderrollenlager ZARN sowie Nadel-Axial-Zylinderrollenlager ZARF betrachtet. Auf Grund des Bauraums wird ein Nadel-Schräggugellager vom Type NKIB 5901 gewählt. Der entworfene Einbau des Lagers ist in Abbildung D.7 abgebildet.

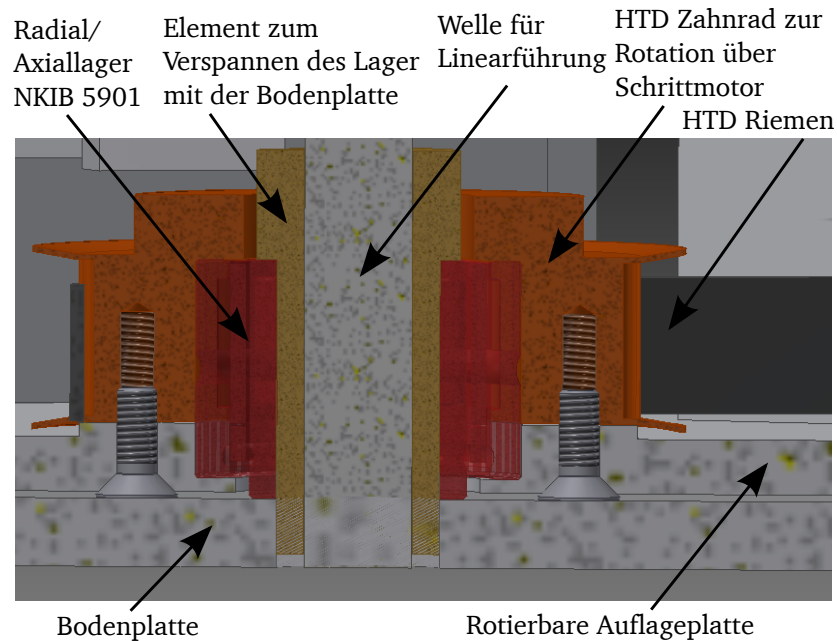


Abbildung D.7.: Lagerung des Auflagekörpers

Entwurf der Linearführung

Die Übertragung von der Welle in die Feder erfolgt über eine linear bewegliche Krafteinleitung. Um die Führung zu realisieren sind verschiedene Lösungen möglich.

Lagerung der Krafteinleitung auf feststehender, vertikaler Welle:

In der Mitte des Elements zur Krafteinleitung in die Feder ist eine Lagerung eingebracht. Eine vertikale Welle ist an der Bodenplatte des Aufbaus sowie an der Oberseite fest befestigt. Das Element zur Krafteinleitung kann über die Lagerung vertikal, entlang der Welle, verschoben werden.

Lagerung der vertikalen Welle mit fester Krafteinleitung:

Die Krafteinleitung ist formschlüssig mit einer vertikalen Welle verbunden. Auf der Bodenplatte des Aufbaus sowie der Oberseite sind Lagerungen befestigt. Die vertikale Welle kann zusammen mit der Krafteinleitung in den Lagern verschoben werden.

Wird die Welle durch an den Enden platzierten Lagern geführt, muss sicher gestellt werden, dass ein Herausrutschen der Welle aus den Lagern bei voller Auslenkung nicht möglich ist. Mit einem Überstand von 5 mm ergibt sich die Länge des Lagers mit mindestens 35 mm. Die Höhe des Bauraums ist auf 100 mm begrenzt. Abzüglich 10 mm die für die Grundplatte benötigt werden, ergibt sich der freie Bewegungsraum zwischen den Lagern von 25 mm. In dem begrenzten Arbeitsraum ist die Auslenkung der Feder nicht mehr möglich, was zum Ausschluss der Lösung führt.

Die Linearbewegung der Krafteinleitung erfolgt somit entlang der feststehenden, horizontalen Welle. Als Lagerung wird ein Linearkugellager der Serie KB-3 ISO 1, geschlossen, mit Deckscheiben für einen Wellendurchmesser von 8 mm verwendet.

D.4 Entwurf und Ausarbeitung der Elektronik

Anhand des in Kapitel C.1.5 entworfenen Konzept ist eine Schaltung für die Ansteuerung der Bremse und des Schrittmotors entwickelt worden. Diese ermöglicht zudem die Auswertung der am Joystick angebrachten Taster.

Kern der Elektronik ist ein ARM Mikrocontroller vom Typ STM32F407VGT6, welcher auf einem STM32F4DISCOVERY Board verbaut ist. Die Anschlüsse des Mikrocontroller sind auf Stiftleisten geführt und können von in dieser Arbeit entwickelten Platine verwendet werden. Die Platine bietet Anschlüsse für die Schrittmotorsteuerung TMSCM-303.

Durch eine Stromquelle bestehend aus einem Operationsverstärker und fünf Widerständen (R_1 bis R_4 und R_{Sense}) kann die Bremse mit bis zu 1,5 A gespeist werden. Der Widerstand R_{Sense} liegt abhängig von der maximalen Eingangsspannung des Digital-Analog-Converter (DAC) von 3,3 V bzw. 5 V bei 2,2 V bzw. 3,3 V. Die ausgearbeitete Schaltung ist in Abbildung D.8 mit dem zugehörigen Schaltplan in Abbildung D.9 zu sehen.

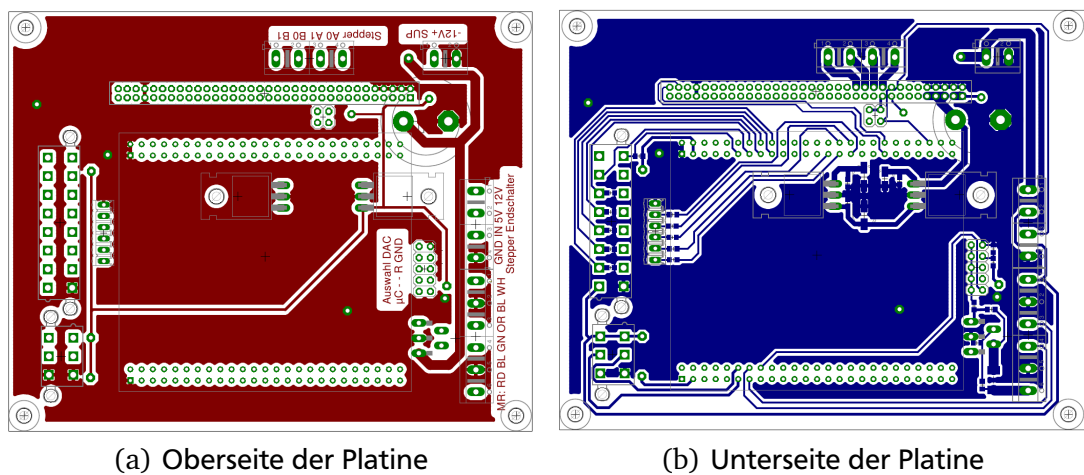


Abbildung D.8.: Platine zur Ansteuerung der elektronischen Komponenten

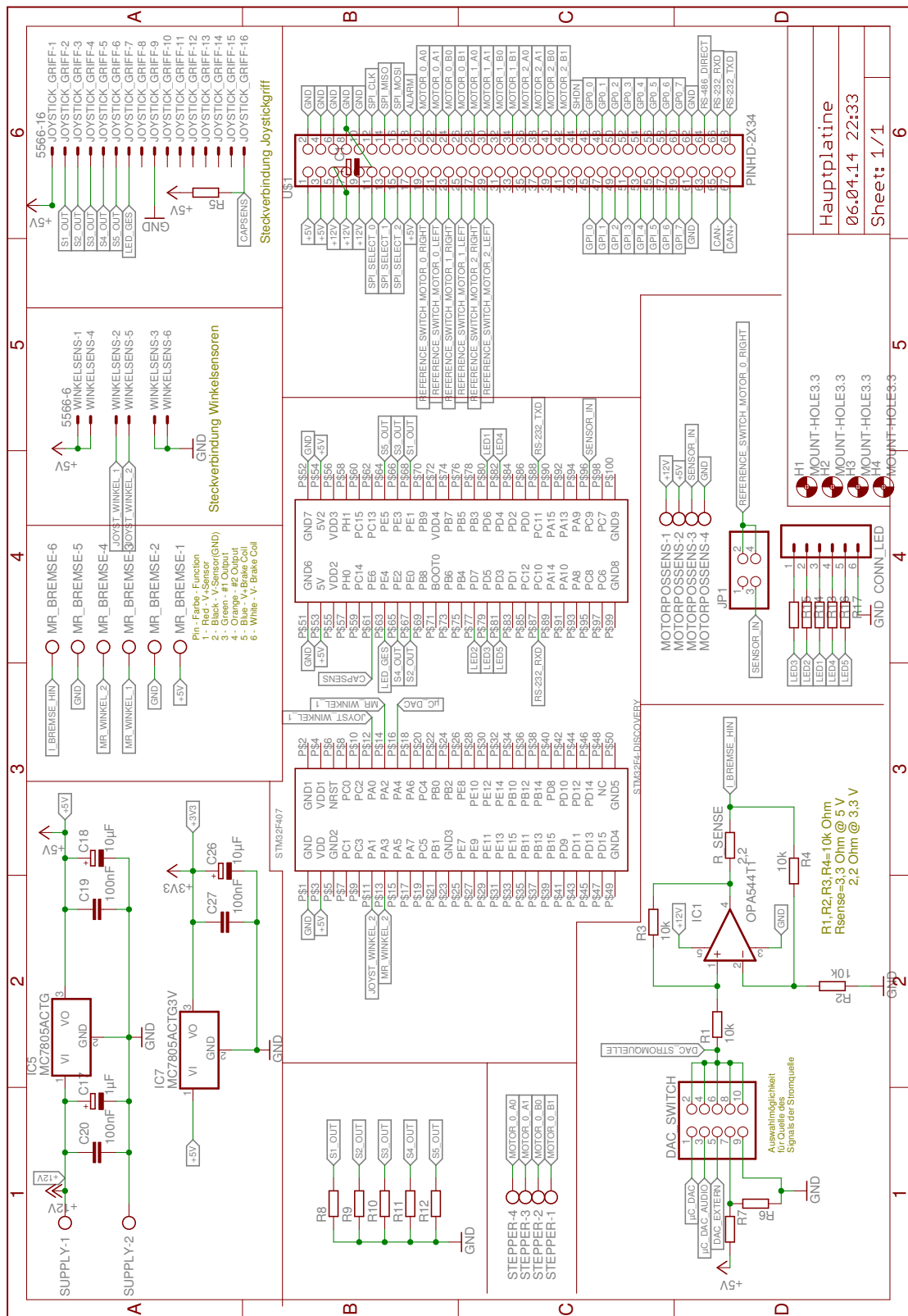


Abbildung D.9.: Schaltplan der Elektronik

D.5 Berechnung der minimal auflösbaren Schrittweite

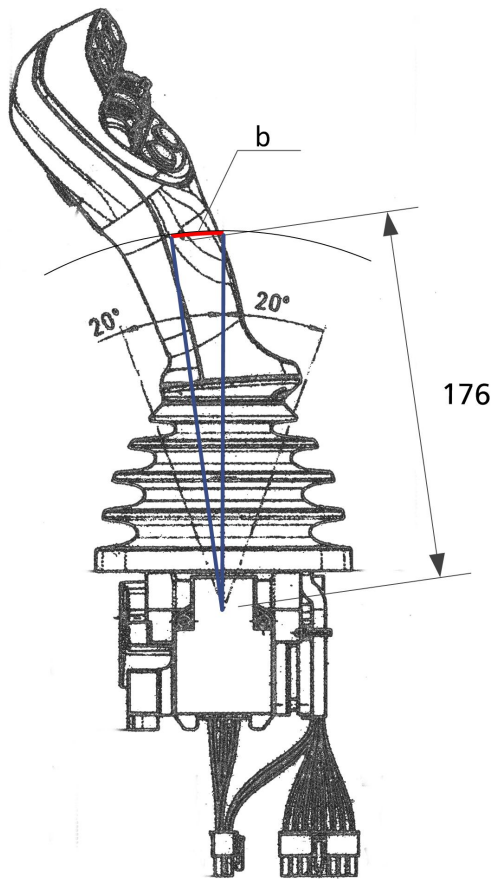


Abbildung D.10.: Winkelabhängige Schrittweite

Um die Anforderung an die Winkelauflösung zu überprüfen wird die minimale Schrittgröße an der Hand bei den geforderten Auflösungen von

$$\alpha = 0,05^\circ \text{ bzw. } \alpha = 0,01^\circ$$

ermittelt. In Abbildung D.10 ist der Joystick dargestellt. Die Bemaßung von

$$r = 176 \text{ mm}$$

stellt den Abstand zwischen Mittelpunkt der Hand und der Drehachse des Joysticks dar. Die Bogenlänge b mit der die Hand sich am Joystick bewegt ergibt sich aus

$$b = 2\pi r \cdot \frac{\alpha}{360^\circ}$$

zu

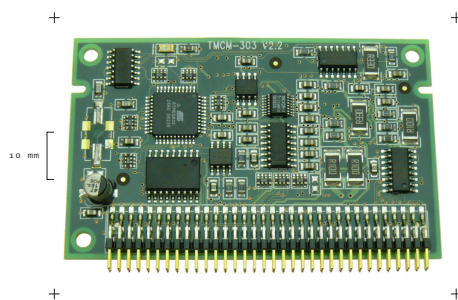
$$b = 154 \mu\text{m} \text{ bzw. } 31 \mu\text{m}$$

E Datenblätter

E.1 Motorsteuerung

MODULES FOR STEPPER MOTORS

MODULES



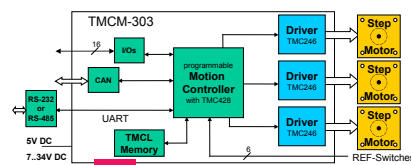
TMCM-303

3-Axis
Controller / Driver
1.1A / 34V

INFO The TMCM-303 is a compact and versatile triple axis 2-phase stepper motor controller and driver module. It provides a complete motion control solution at a very small size for embedded applications. Using the integrated additional I/Os it even can do complete system control applications. The board can be connected to a baseboard or customized electronics with a pin connector. The TMCM-303 comes with the PC based software development environment TMCL-IDE. Using predefined TMCL (Trinamic Motion Control Language) high level commands like „move to position“ or „constant rotation“ rapid and fast development of motion control applications is guaranteed. Host communication is possible via the serial UART interface (e.g. using a RS-232 or RS-485 level shifter) or via CAN. All time critical operations, e.g. ramp calculation are performed on board. A user TMCL program can be stored in the on board EEPROM for stand-alone operation. The firmware of the module can be updated via the serial interface. With the optional stallGuard™ feature it is possible to detect overload and stall of the motor.

MAIN CHARACTERISTICS

- ELECTRICAL DATA
 - up to 1.1A coil current RMS (1.5A peak)
 - 7V to 34V motor supply voltage
 - 5V DC logic supply voltage
- SUPPORTED MOTORS
 - two-phase bipolar motors with 0.3A to 1.1A coil current
- INTERFACE
 - UART (RS-232, RS-485) or CAN 2.0b host interface
 - inputs for reference and stop switches
 - general purpose analog and digital I/Os
- FEATURES
 - up to 16 times microstepping
 - memory for 2048 TMCL commands
 - automatic ramp generation in hardware
 - on the fly alteration of motion parameters (e.g. position, velocity, acceleration)
 - stallGuard™ option for sensorless motor stall detection
 - full step frequencies up to 20kHz
 - dynamic current control
 - TRINAMIC driver technology: no heatsink required
- SOFTWARE
 - stand-alone operation using TMCL or remote controlled operation
 - PC-based application development software TMCL-IDE included
- OTHER
 - 68 pin connector carries all signals
 - RoHS compliant
 - size: 80 x 50 mm²



ORDER CODE	DESCRIPTION
TMCM-303/SG (-option)	3-axis controller / driver 1.1A / 34V with stallGuard™
Related products:	BB-303, BB-323-03, TMC-EVAL
OPTIONS	
H	Horizontal pin connector (standard)
V	Vertical pin connector (on request)

E.2 Magnetorheologische Bremse RD-8060-1

LORD TECHNICAL DATA

LORD TFD® Steer-By-Wire Device

Description

LORD TFD® steer-by-wire device is a cost-effective feedback device designed to improve by-wire control and safety. The TFD device produces a continuously variable resistive steering torque, delivering high-fidelity tactile feedback and maximum control to the operator.

The mating connector/cable assembly supplied with each TFD device is a multiconductor cable with a Deutsch DTM04-08PA connector. The TFD device is available in 5 Nm and 12 Nm torque configurations.

Features and Benefits

Improved Operator Ergonomics – provides smooth, consistent torque over broad rotational speed and operating temperature.

Low Power Consumption – up to 70% more energy efficient.

Scalable Design – ready for immediate integration into existing production equipment.

Storage

The TFD device should be stored at -35 to +80°C (-31 to +176°F).

Electrical Properties*

Brake

Supply Voltage	12 VDC
Coil Resistance @ 20°C (68°F)	11 Ω nominal
Current	
Maximum	1.5 A peak
Continuous	1.0 A
Inductance	250 mH

Sensor

Type	Absolute, Non-contact, Hall Effect IC
IC Supplier Part No.	Melexis MLX90316
Supply Voltage	5.0 V \pm 0.5 V (protected stable supply)
Supply Current	
Maximum	11.5 mA each channel (output short to ground)
Typical	8.5 mA each channel
Output Load	Open Drain w/Internal 10k Ω pull up to 5V
Output Signals	2 Outputs for Redundancy
Resolution	12 bit
Output Accuracy	\pm 2.0 degrees of Nominal value

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

Typical Properties*

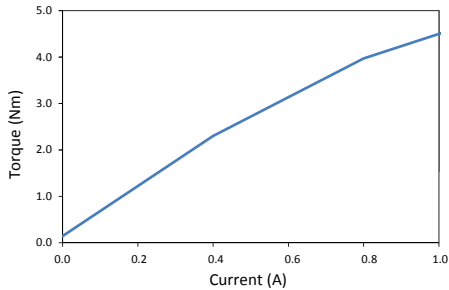
	5 Nm TFD Device (RD-8060-1)	12 Nm TFD Device (RD-8058-1)
Operating Speed, rpm	180 max	180 max
Applied Force Limits		
Axial Force, Compressive, N (lbf)	1500 (337) max	1500 (337) max
Bending Moment, Nm (lb ft)	50 (36.9) max	50 (36.9) max
Torque, Nm (lb ft)		
@ 1 A	5 (3.7) nominal	12 (8.9) nominal
@ 0 A	<0.5 (<0.3)	<1.0 (<0.6)
Operating Temperature, °C (°F)	-35 to +80 (-31 to +176)	-35 to +80 (-31 to +176)

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

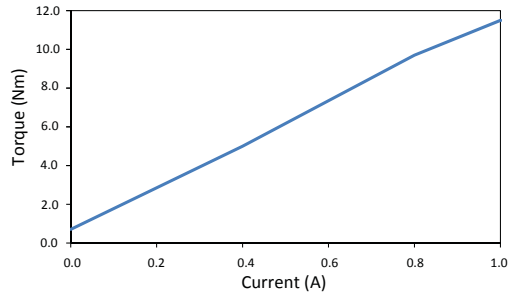
LORD
AskUsHow™

LORD TECHNICAL DATA

Typical Torque Range – RD-8060-1

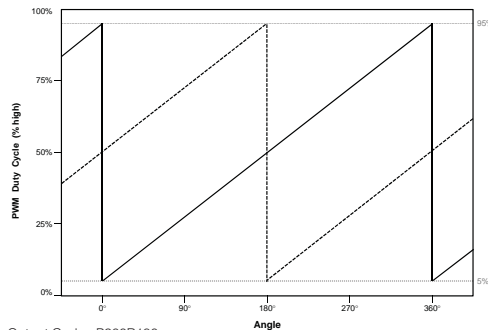


Typical Torque Range – RD-8058-1



Note: Over life of part (~5 million cycles), torque may drop up to a maximum of 25% of initial value measured at 1A.

Sensor Output



Output Code: P360R180
 PWM Output: 5% V @ 200 Hz \pm 40 Hz
 Low Level Clamp: 5% Duty Cycle
 High Level Clamp: 95% Duty Cycle
 Range: Multi-rotation
 Duty Cycle: % Time at High State

Output 1 ———
 Output 2 - - - - -

Note: Positive rotation is defined as counter-clockwise as viewed from the steering wheel.

Electromagnetic Compatibility

Test	Standard	Level	Performance
ESD	EN61000-4-2	Contact 8 kV Air 15 kV	A
Radiated Immunity	EN61000-4-3	100 V/m: 2 MHz - 1 GHz	A
Magnetic Field	EN61000-4-8	200 A/m, 50/60 Hz	A

Performance Level:
 A – Normal performance before, during and after exposure.

Values stated in this technical data sheet represent typical values as not all tests are run on each lot of material produced. For formalized product specifications for specific product end uses, contact the Customer Support Center.

Information provided herein is based upon tests believed to be reliable. In as much as LORD Corporation has no control over the manner in which others may use this information, it does not guarantee the results to be obtained. In addition, LORD Corporation does not guarantee the performance of the product or the results obtained from the use of the product or this information where the product has been repackaged by any third party, including but not limited to any product end-user. Nor does the company make any express or implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose concerning the effects or results of such use.

TFD and "Ask Us How" are trademarks of LORD Corporation or one of its subsidiaries.

LORD provides valuable expertise in adhesives and coatings, vibration and motion control, and magnetically responsive technologies. Our people work in collaboration with our customers to help them increase the value of their products. Innovative and responsive in an ever-changing marketplace, we are focused on providing solutions for our customers worldwide ... Ask Us How.

LORD Corporation World Headquarters

111 Lord Drive
 Cary, NC 27511-7923
 USA

Customer Support Center (in United States & Canada)
 +1 877 ASK LORD (275 5673)

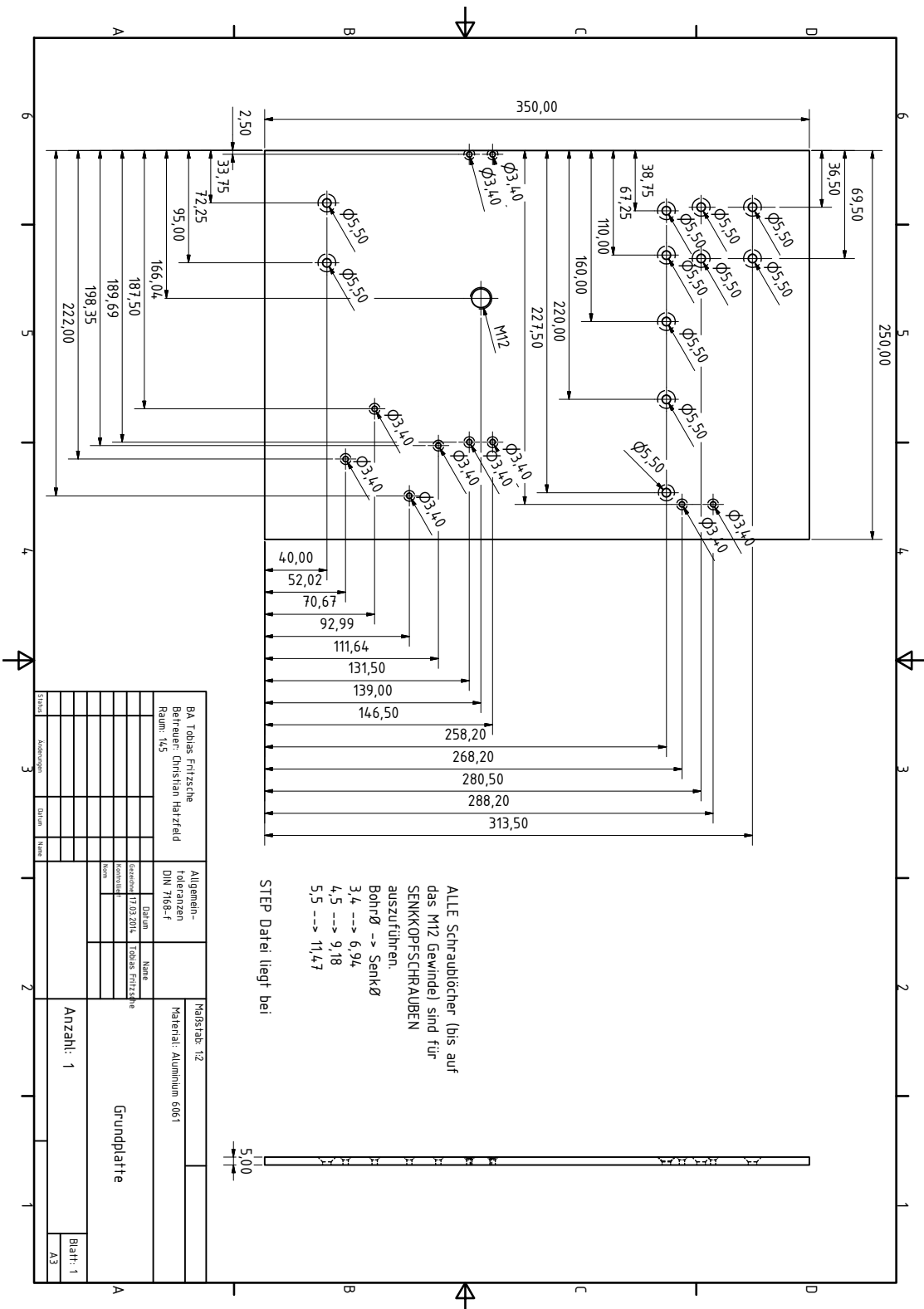
www.lord.com

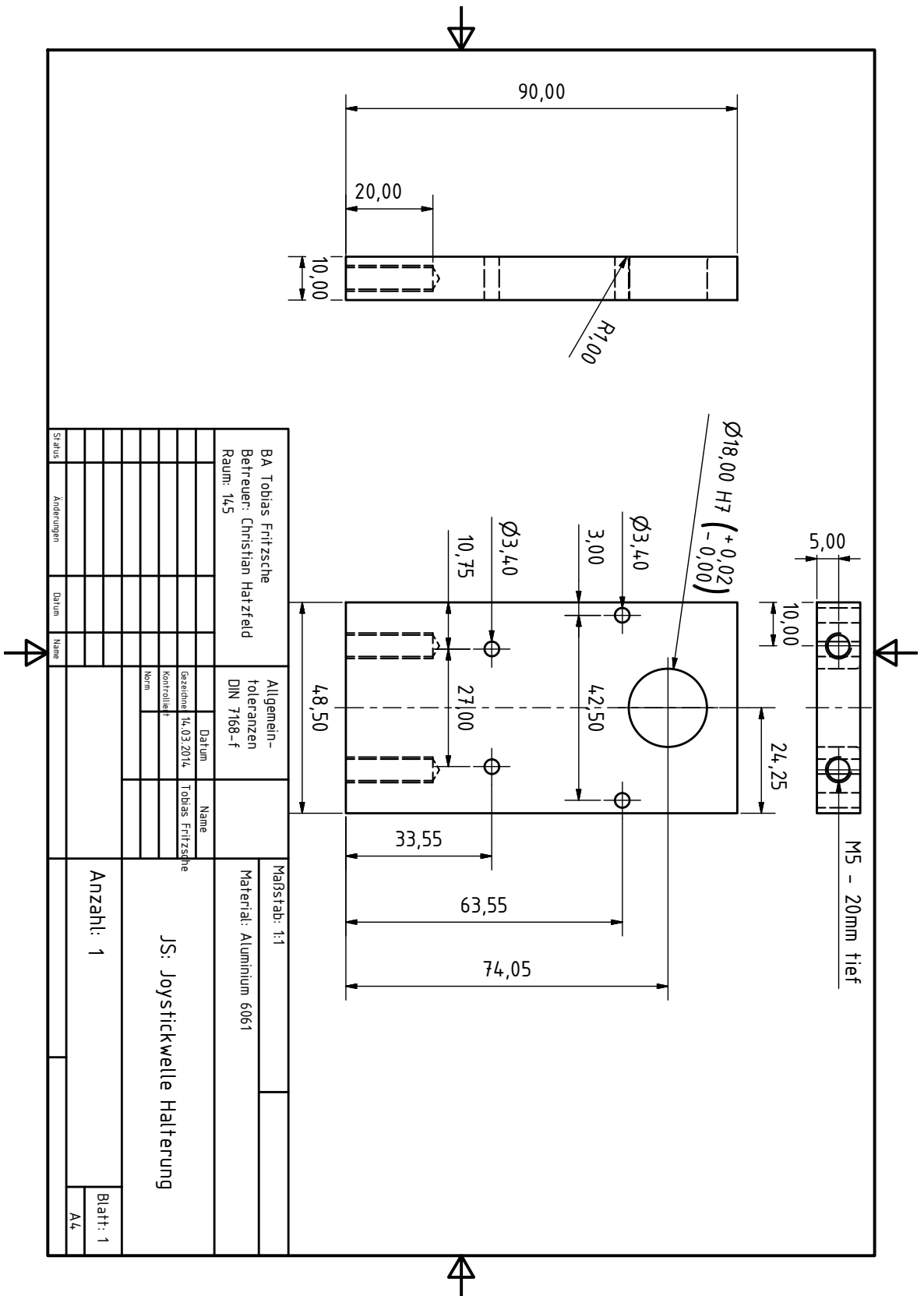
For a listing of our worldwide locations, visit LORD.com.

©2011 LORD Corporation OD_DS7022 (Rev.3 4/11)

LORD
 AskUsHow™

F Technische Zeichnungen



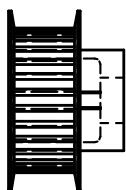
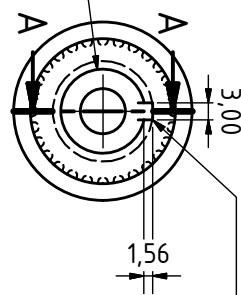
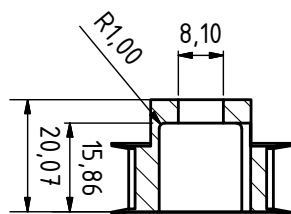




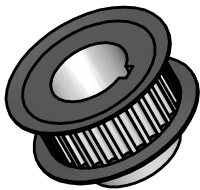
Bauteil basiert auf beigelegtem
HTD-3M Zahnriemenrad. (BstNr.
17022800)



4



Bauteil basiert auf beigelegtem
HTD-3M Zahnriemenrad. (BstNr.
17022800)

[illegible]

